

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2001年11月1日 (01.11.2001)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 01/82462 A1

(51) 国際特許分類: H02P 5/00

[JP/JP]; 〒806-0004 福岡県北九州市八幡西区黒崎城石2番1号 Fukuoka (JP).

(21) 国際出願番号: PCT/JP01/03354

(22) 国際出願日: 2001年4月19日 (19.04.2001)

(72) 発明者; および

(25) 国際出願の言語: 日本語

(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小宮剛彦 (KOMIYA, Takehiko) [JP/JP]. 井手耕三 (IDE, Kozo) [JP/JP]. 小黒龍一 (OGURO, Ryuichi) [JP/JP]. 猪木敬生 (INOKI, Keisei) [JP/JP]. 泉 哲郎 (IZUMI, Tetsuro) [JP/JP]. 鶴田和寛 (TSURUTA, Kazuhiro) [JP/JP]. 梅田信弘 (UMEDA, Nobuhiro) [JP/JP]. 郭 双暉 (KAKU, Soki) [JP/JP]; 〒806-0004 福岡県北九州市八幡西区黒崎城石2番1号 株式会社 安川電機内 Fukuoka (JP).

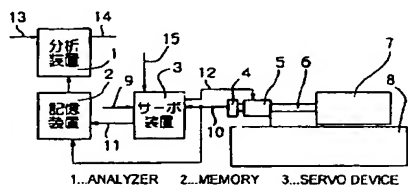
(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2000-119379 2000年4月20日 (20.04.2000) JP(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社
安川電機 (KABUSHIKI KAISHA YASKAWA DENKI)

[続葉有]

(54) Title: MOTOR CONTROLLER

(54) 発明の名称: 電動機制御装置



(57) Abstract: An electric motor control device is provided that controls an electric motor for driving a movable part of a machine through a transfer mechanism. When receiving a torque command as an operation command signal (9), a servo device (3) supplies an electric motor (5) with an input torque signal (12) corresponding to the operation command signal (9) to drive an electric motor (5). Consequently a movable part (7) operates to produce vibrations. The servo device (3) produces an input torque signal (12) equivalent to an input torque signal (11), and stores it together with a rotational speed signal (10) in a memory (2). An analyzer (1) carries out frequency analysis of the input torque signal (11) and the rotational speed signal (10) using FFT, and outputs the results of analysis (14).

(57) 要約:

機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置が提供される。トルク指令が動作指令信号(9)としてサーボ装置(3)に与えられると、サーボ装置(3)は電動機(5)に動作指令信号(9)に対応する入力トルク信号(12)を送り、電動機(5)を動作させる。すると、可動部(7)が動作し、振動を発生する。サーボ装置(3)は入力トルク信号(12)と等価な入力トルク信号(11)を出力し、回転速度信号(10)とともに記憶装置(2)に記憶される。分析装置(1)は入力トルク信号(11)と回転速度信号(10)をFFTにより周波数分析し、分析結果(14)を出力する。

Best Available Copy

WO 01/82462 A1



(74) 代理人: 金田暢之, 外(KANEDA, Nobuyuki et al.); 〒
107-0052 東京都港区赤坂1丁目9番20号 第16興和ビ
ル8階 Tokyo (JP).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(81) 指定国 (国内): CN, JP, KR, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE,
DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

電動機制御装置

技術分野

本発明は、可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御方法および装置に関する。

背景技術

図 1 は電動機制御装置の第 1 の従来例のブロック図である。

この第 1 の従来例では、可動部 7 および非可動部 8 を有する機械の機械的な振動特性を把握することなく入力項目であるサーボ操作指令 15 を決定し、動作指令信号 9 をサーボ装置 3 へ送り、動作指令信号 9 を動作信号 12 として電動機 5 に送り、伝達機構 6 を介して可動部 7 を動作させ、サーボ機能を十分発揮できない場合には、試行錯誤的にサーボ操作指令 15 を変えていた。

第 1 の従来例では、最適なサーボ操作指令を決めるためには莫大な時間を要する。

図 2 は電動機制御装置の第 2 の従来例のブロック図である。

この従来例は、第 1 の従来例に分析装置 31' と入力装置 32 と出力装置 34 を付加し、分析装置 31' で作成した動作指令信号 9 をアナログ信号でサーボ装置 3 へ送り、動作指令信号 9 を動作信号 12 として電動機 5 に送り、伝達機構 6 を介して可動部 7 を動作させる。回転検出器 4 は回転検出器信号 10 をサーボ装置 3 を経由して分析装置 31' に送る。分析装置 31' は動作指令信号 9 と回転検出器信号 10 を高速フーリエ演算し、周波数特性を算出し、分析結果 35 を求め、分析結果 35 に応じてサーボ操作指令 15 を決めていた。

第 2 の従来例では、図 3 に示すように、分析装置 31' にて作成した動作指令信号 9 には最大測定周波数 f_q を超えて最大 f_{rmax} までの周波数成分をもつため、図 3 および図 4 に示すように、回転検出器信号 10 および分析結果 35 には、デジタル・サンプリング時に測定周波数範囲外の成分が混入する折

り返し誤差が発生し、正確な周波数特性を求めることができない。

以下、この第2の従来例の問題点を詳細に説明する。

図3に示すように、分析装置31'で作成する動作指令信号9は、最大 f_{rmax} までであり、最大測定周波数成分 f_q を超える高い成分周波数まで含まれている。図3に示すような周波数の動作指令信号9を使用すると、最大測定周波数 f_q 以上かつ動作指令信号9の最大周波数成分 f_{rmax} 以下に機械共振 f_4 , f_5 が存在する場合、動作指令信号9が測定周波数範囲外の機械共振 f_4 , f_5 を励起してしまい、機械共振 f_4 , f_5 の成分が回転検出器信号10に含まれる。機械共振 f_4 , f_5 は最大測定周波数 f_q 以上であるため、このままデジタル・サンプリングすると見かけ上 f_4' , f_5' として観察される折り返し誤差が発生する。分析結果35には図中の実線の成分に破線の成分が加算されるため、正しい周波数特性の評価を行うことができない。最大測定周波数 f_q 以上の信号をデジタル・サンプリングすると、高周波数である真の波形を誤って低周波数の観察波形と認識する、折り返し誤差が発生する。ここでサンプリング間隔 Δt と最大測定周波数 f_q との関係はサンプリング定理という公知の事実であり、式(1)で示される。この結果、図5のように実際には存在しない成分を含んだ周波数特性を出力してしまう。

$$f_q = \frac{1}{2 \times \Delta t} \quad (1)$$

また、従来の電動機制御装置の周波数特性を測定するには、FFTアナライザ等の高価な計測器を用意する必要がある。

ところが、電動機を動作させると、可動部が移動する。負荷機械の可動部はその位置により特性が変化し、共振周波数や反共振周波数がずれ、周波数特性の測定精度が低下する。さらに、平均化等を実行するために、測定するデータ量を増やすには、長時間のデータを収集するか、もしくは、複数回の動作と測定を実行する必要があるが、図7のように可動部の移動量が増大し、測定精度がさらに低下するという問題があった。つまり、測定により電動機位置が開始位置から大きくずれ、このため、可動部が移動し、負荷機械の特性が変化するため、図6のようにピークが割れるなど、周波数特性の測定精度が低下すると

いう問題があった。

図 8 は電動機制御装置の第 3 の従来例のブロック図である。この電動機制御装置は第 2 の従来例の電動機制御装置において分析装置 3 1'、入力装置 3 2、出力装置 3 4 の代りに F F T アナライザ 4 1 と信号発生器 4 2 を備えたものである。

この従来例では、機械の特性を考慮した電動機制御を実現するためには、F F T アナライザ 4 1 と信号発生器 4 2 を備えている。信号発生器 4 2 が作成した動作指令信号 4 3 をサーボ装置 3 へ送り、制御信号 1 2 として電動機 5 に送り、伝達機構 6 を介して可動部 7 を動作させる。回転検出器 4 は回転検出信号 1 0 をサーボ装置 3 を経由して F F T アナライザ 4 1 に与える。F F T アナライザ 4 1 では信号発生器 4 2 から動作指令信号 4 3 を、サーボ装置 3 から回転検出信号 4 4 を受け取り、高速フーリエ演算し、周波数特性を算出する。この算出結果から、作業者が反共振周波数や共振周波数を読み取り、この結果に応じて作業者がサーボ操作指令 1 5 を決めていた。さらに、作業者がサーボ操作指令 1 5 をサーボ装置 3 に手動で入力する必要がある、莫大な手間と時間を要して電動機制御装置を調整していた。

従来、2 慣性系に近似される柔軟な構造を持つ機械制御のチューニングには様々な方法がある。例えば、特開平 1 0 - 2 7 5 0 0 3 は、2 慣性系の制御に際して、状態観測器を通じて機械負荷速度および外乱トルクを推定し、該推定された機械負荷情報により振動発生を抑制させ得る 2 慣性共振系の振動抑制装置であり、良好な結果を得ている。

しかしながら、この従来技術は、状態観測器のパラメータ調整と P I （比例-積分）制御器のパラメータ調整は個別に行われており、調整に当たっては試行錯誤による多大な時間が必要な場合があるという問題があった。

発明の開示

本発明の目的は、外部に特別な計測装置をおき、専門知識を持った作業人や専門知識を持った分析者による調査分析を必要とせずに、制御対象に合った電動機制御を行うことが可能な電動機制御装置を提供することにある。

本発明の他の目的は、正しい周波数特性の分析結果を算出し、容易、かつ安

価に適切な電動機制御を行う電動機制御装置を提供することにある。

本発明のさらに他の目的は、機械系の周波数特性を精度良く測定できる、電動機制御装置の制御方法を提供することにある。

本発明のさらに他の発明の目的は、速度制御系に関して、その振動抑制を実現し、パラメータ調整についても従来技術より容易で、理論的に一つのパラメータで振動抑制器のパラメータとI-P制御器のパラメータの同時調整を実現できる電動機制御装置を提供することにある。

本発明のさらに他の発明の目的は、メカ特性が2慣性系である速度制御系と位置制御系に関して、I-P制御（積分-比例制御）とP-I制御の両方に対応し、振動抑制器と速度制御器と位置制御器のパラメータの同時調整を実現できる電動機制御装置を提供することにある。

本発明のさらに他の発明の目的は、メカ特性が2慣性系に近似される、機械負荷速度を制御する速度制御系および機械負荷位置を制御する位置制御系に関して、I-P制御とP-I制御の両方に対応した、振動抑制器と速度制御器および制御パラメータの同時調整を実現できる電動機制御装置を提供することにある。

本発明のさらに他の目的は、電動機制御装置の調整を安価、かつ容易に行うことができる、電動機制御装置の制御方法を提供することにある。

本発明の第1の態様では、サーボ装置から電動機に送られる動作信号と等価な動作信号と、電動機の回転速度信号、機械の可動部の位置信号、機械の加速度、速度、ひずみ等のセンサ信号のいずれかを周波数分析し、分析結果を考慮して新たな電動機制御を行う。

これにより、専門知識を持った作業員や分析者を必要とせずに制御対象に合った電動機制御を行うことができる。

本発明の第2の態様では、分析装置にて周波数分析時に折り返し誤差が発生しないように、測定周波数範囲外の不要な高周波数成分を含まない動作指令信号を作成し、動作指令信号と回転検出器信号を周波数分析する。

分析装置で作成された動作指令信号は最大測定周波数以下の成分のため、最大測定周波数以上の機械共振を励起せず、したがって回転検出器信号には最大

測定周波以上成分が含まれず、折り返し誤差が発生しないので、反共振点と共振点を正しく観察でき、正しい分析結果を得る。このため、電動機制御装置の評価が可能になり、新たなサーボ操作指令を設定し、最適な電動機制御を行うことが可能になる。

本発明の第3の態様では、演算装置からサーボ装置に出力される動作指令信号を電動機の正転側と逆転側で対称に実行する。

これによって電動機の動作による可動部の移動量を相殺でき、可動部の位置による周波数特性測定時の誤差要因を取り除くことができ、前記周波数特性を精度良く測定することができる。

この場合、動作指令信号のうち低周波数成分の振幅を小さく、高周波数成分の振幅を大きくすることにより、電動機の動作による可動部の移動量を低減でき、周波数特性をさらに精度良く測定することができる。

本発明の第4の態様では、動作指令信号と回転検出器信号から演算装置にて周波数特性を演算し、周波数特性の形状から共振周波数と反共振周波数を自動的に算出し、この演算結果にもとづき電動機制御装置を自動的に調整する。

安価な演算装置を使用し、簡単な入力情報を与えるだけで、容易にすばやく適切な電動機制御の調整が自動的に行える。

本発明の第5の態様では、速度指令を入力し、電動機速度が速度指令に一致するようにI-P制御を構成し、トルク指令を決定する速度制御器と、トルク指令を入力し電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流および電動機速度を検出する検出器とを備える電動機制御装置が、電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し、ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動抑制器と、速度制御器のパラメータと振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段を備えている。

速度制御系に関して、速度ループゲイン K_v 、積分時定数 $1/T_i$ 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} の1つのパラメータ値が理論的に得られるので、振動抑制器とI-P制御器のパラメータの同時調整が可能になり、2慣性系において安定を保ったまま目標応答を上げ下げ、機械系の振動を励振することなく、電動機を高応答に速度制御できる。

本発明の第6の態様では、速度指令を入力し、電動機速度が速度指令に一致するようにトルク指令を決定する速度制御器と、トルク指令を入力し電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流、電動機速度および機械負荷速度をそれぞれ検出する検出器を備える電動機制御装置が、I-P制御とP-I制御を連続的に切り替えるパラメータ α ($0 \leq \alpha \leq 1$)を備え、電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し、ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動制御器と、速度制御器のパラメータと振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段を備えている。

速度制御系と位置制御系に関して、I-P制御とP-I制御の両方に対応し、速度ループゲイン K_v 、積分時定数 $1/T_i$ 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} 、位置ループゲイン K_p 、のパラメータ値が容易に得られるので、振動制御器と速度制御器と位置制御器のパラメータの同時調整が可能になり、目標応答を変えたい場合は目標応答周波数 ω を変えることで安定性を保ったまま調節できる。また、パラメータ α に連動して減衰係数 ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる。

本発明の第7の態様では、速度指令を入力し、機械負荷速度が前記速度指令に一致するようにトルク指令を決定する速度制御器と、トルク指令を入力し、電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流、電動機速度および機械負荷速度を検出する検出器を備える電動機制御装置が、I-P制御とP-I制御を連続的に切り替えるパラメータ α ($0 \leq \alpha \leq 1$)と、電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し前記ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動抑制器と、前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段とを備えている。

機械負荷速度を制御する速度制御系と機械負荷位置を制御する位置制御系に関して、I-P制御とP-I制御の両方に対応した、速度ループゲイン K_v 、積分時定数 $1/T_i$ 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} 、位置ループゲイン K_p のパラメータ値が容易に得られるので、振動抑制器、速度制御器、位置制御器のパラメータを同時に調整可能になり、目標応答を変えたい場合は目標応答周波数 ω を変えることで安定性を保ったまま調節できる。また、

パラメータ α に連動させて減衰係数 ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる。

図面の簡単な説明

- 図 1 は第 1 の従来例の電動機制御装置のブロック図；
図 2 は第 2 の従来例の電動機制御装置のブロック図；
図 3 は第 2 の従来例の動作指令信号の周波数分析結果を示すグラフ；
図 4 は第 2 の従来例の分析結果を示すグラフ；
図 5 は第 2 の従来例における折り返し誤差発生の原因図；
図 6 は従来の電動機制御装置の周波数特性を示すボード線図；
図 7 は従来の電動機制御装置の周波数特性測定時の電動機位置を示す図；
図 8 は第 3 の従来例の電動機制御装置のブロック図；
図 9 は本発明の第 1 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 10 は本発明の第 2 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 11 は本発明の第 3 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 12 は本発明の第 4 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 13 は本発明の第 5 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 14 は本発明の第 6 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 15 は第 6 の実施形態の動作指令信号の周波数分析結果を示すグラフ；
図 16 は第 6 の実施形態の分析結果を示すグラフ；
図 17 は本発明の第 7 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；
図 18 は第 7 の実施形態の電動機制御装置の周波数特性を示すボード線図；
図 19 は第 7 の実施形態の変形例の電動機制御装置の周波数特性を示すゲイン曲線図；
図 20 は第 7 の実施形態における動作指令信号の第 1 の例を示す図；
図 21 は第 7 の実施形態における動作指令信号の第 2 の例を示す図；
図 22 は第 7 の実施形態の周波数特性測定時の電動機位置を示す図；
図 23 は第 7 の実施形態の変形例における動作指令信号を示す図；
図 24 は第 7 の実施形態の変形例における周波数特性測定時の電動機位置を示す図；

図 2 5 は第 7 の実施形態の変形例における動作指令信号の周波数分析結果を示す図である；

図 2 6 は本発明の第 8 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；

図 2 7 は第 8 の実施形態の動作を示すフローチャート；

図 2 8 は第 8 の実施形態の周波数特性を示す図である；

図 2 9 は本発明の第 9 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；

図 3 0 は図 2 9 に示す電動機制御装置の 2 慣性系チューニングのブロック図

；

図 3 1 は図 2 9 に示す電動機制御装置でステップ入力に対して振動抑制器が非動作中の場合の応答波形を示す図；

図 3 2 は図 2 9 に示す電動機制御装置でステップ入力に対して振動抑制器が動作中の場合の応答波形を示す図；

図 3 3 は本発明の第 1 0 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；

図 3 4 は図 3 3 に示す電動機制御装置の 2 慣性系チューニングのブロック図

；

図 3 5 は図 3 3 に示す電動機制御装置の速度制御系（I－P 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 3 6 は図 3 3 に示す電動機制御装置の速度制御系（P I 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 3 7 は図 3 3 に示す電動機制御装置の位置制御系（I－P 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 3 8 は図 3 3 に示す電動機制御装置の位置制御系（P I 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 3 9 は本発明の第 1 1 の実施形態の電動機制御装置のブロック図；

図 4 0 は図 3 9 に示す電動機制御装置の 2 慣性系チューニングのブロック図

；

図 4 1 は図 3 9 に示す電動機制御装置の速度制御系（I－P 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 4 2 は図 3 9 に示す電動機制御装置の速度制御系（P I 制御）で振動抑制

器が動作中の応答波形を示す図；

図 4 3 は図 3 9 に示す電動機制御装置の位置制御系（I－P 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図；

図 4 4 は図 3 9 に示す電動機制御装置の位置制御系（P I 制御）で振動抑制器が動作中の応答波形を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

図 9 は本発明の第 1 の実施形態の電動機制御装置を示すブロック図である。

電動機 5 は、可動部 7 および可動部 7 を支持する非可動部 8 を有する機械の可動部 7 を伝達機構 6 を介して駆動する。回転検出器 4 は電動機 5 の回転速度を検出する。サーボ装置 3 はトルク指令 9 に基づき入力トルク信号 1 2 により電動機 5 を制御する。記憶装置 2 は入力トルク信号 9 と等価な入力トルク信号 1 1 と回転検出器 4 からの回転速度信号 1 0 を記憶する。分析装置 1 は、分析指令 1 3 により入力トルク信号 1 1 と回転速度信号 1 0 を周波数分析し、分析結果 1 4 をサーボ操作指令 1 5 としてサーボ装置 3 へ出力する。ここで、サーボ操作指令 1 5 とは、サーボ装置 3 のパラメータを変える、分析結果 1 4 をサーボ装置 3 のパラメータとして与える指令を言う。

次に、本実施形態の動作を説明する。

ランダム波信号、低速掃引正弦波信号、高速掃引正弦波信号、ステップ波信号あるいはインパクトトルク信号などのトルク信号 9 が動作指令信号としてサーボ装置 3 に与えられると、サーボ装置 3 は電動機 5 にトルク信号 9 に対応する動作信号（入力トルク信号）1 2 を送る。電動機 5 は動作し、伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作し振動を発生する。回転検出器 4 は電動機 5 の回転速度を検出し、記憶装置 2 に回転速度信号 1 0 を送る。サーボ装置 3 は入力トルク信号 1 2 と等価な入力トルク信号 1 1 を記憶装置 2 に送る。記憶装置 2 は、入力トルク信号 1 1 と回転速度信号 1 0 を記憶する。分析装置 1 は記憶装置 2 に記憶されている入力トルク信号 1 1 と回転速度信号 1 0 を F F T（Fast Fourier 変換）による周波数分析する。

周波数分析では入力トルク信号 1 1 と回転速度信号 1 0 を任意に設定した時間で区切り、周波数分析したあと平均化演算を行う。任意に設定した時間で区

切った入力トルク信号 11 を周波数分析した周波数分析結果 S_x と任意に設定した時間で区切った回転速度信号 10 を周波数分析した周波数分析結果 S_y を求める。入力トルク信号 11 の周波数分析結果 S_x と周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたいえ、平均化する。回転速度信号 10 の周波数分析結果 S_y と入力トルク信号 11 の周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたいえ、平均化する。それぞれの結果を式 (2) に従って、演算を行い周波数応答関数 H_{yx} を求める。

$$H_{yx} = \frac{\overline{(S_y \times S_x^*)}}{\overline{(S_x \times S_x^*)}} \quad (2)$$

周波数分析には、FFT のほかブラックマンローターキー法、自己回帰法、移動平均法、自己回帰移動平均法やウェーブレット変換を用いてもよい。回転速度信号 10 のかわりに、回転速度信号 10 を変換し、可動部 7 の位置に換算した信号を用いてもよい。また、前記式 (2) のかわりに、式 (3) など、式 (2) と数学的な等価な式を用いてもよい。

$$H_{yx} = \frac{\overline{(S_y \times S_y^*)}}{\overline{(S_y \times S_y^*)}} \quad (3)$$

周波数応答関数 H_{yx} の振幅が谷、および山で示される周波数は、機械の固有振動数であり、分析装置 1 は、分析指令 13 を受け、機械の振動特性である固有振動数を容易に検出でき、分析結果 14 を出力する。分析結果 14 を考慮してサーボ装置 3 にサーボ操作指令 15 を与えることにより、新たな電動機制御を行う。上記の例では、振動を発生させるために、電動機 5 を用いたが、外部の加振装置を取り付けて振動を発生させ、入力トルク信号 12 のかわりに外部加振信号を用いてもよい。

図 10 は本発明の第 2 の実施形態の電動機制御装置を示すブロック図である。

本実施形態では、第 1 の実施形態の可動部 7 に位置検出器 16 が設けられ、可動部位置信号 17 が記憶装置 2 に記憶される。

次に、本実施形態の動作について説明する。

ランダム波信号、低速掃引正弦波信号、高速掃引正弦波信号、あるいはイン

パクトトルク信号などの指令信号 9 をサーボ装置 3 に送る。サーボ装置 3 は電動機 5 に動作指令信号（トルク信号） 9 に対応する動作信号（入力トルク信号） 1 2 を送る。電動機 5 は動作し伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作し、振動を発生させる。位置検出器 1 6 は可動部 7 の位置を検出し、記憶装置 2 に可動部位置信号 1 7 を送る。サーボ装置 3 は入力トルク信号 1 2 と等価な入力トルク信号 1 1 を記憶装置 2 に送る。記憶装置 2 は、入力トルク信号 1 1 と可動部位置信号 1 7 を記憶する。分析装置 1 は入力トルク信号 1 1 と可動部位置信号 1 7 を F F T（Fast Fourier変換）により周波数分析する。

周波数分析では入力トルク信号 1 1 と可動部位置信号 1 7 を任意に設定した時間で区切り、周波数分析したあと平均化演算を行う。任意に設定した時間で区切った入力トルク信号 1 1 を周波数分析した周波数分析結果 S_x と任意に設定した時間で区切った可動部位置信号 1 7 を周波数分析した周波数分析結果 S_y を求める。入力トルク信号 1 1 の周波数分析結果 S_x と周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたうえ、平均化する。可動部位置信号 1 7 の周波数分析結果 S_y と入力トルク信号 1 1 の周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたうえ、平均化する。それぞれの結果を前記式（1）に従って、演算を行い周波数応答関数 H_{yx} を求める。

周波数分析には、F F Tのほかブラックマンローキー法、自己回帰法、移動平均法、自己回帰移動平均法やウェーブレット変換を用いてもよい。また、前記式（2）のかわりに、式（3）など、式（2）と数学的に等価な式を用いてもよい。周波数応答関数 H_{yx} の振幅が谷、および山で示される周波数は、機械の固有振動数であり、分析装置 1 は、分析指令 1 3 を受け、機械の振動特性である固有振動数を容易に検出でき、分析結果 1 4 を出力する。分析結果 1 4 を考慮してサーボ装置 3 にサーボ操作指令 1 5 を与えることにより、新たな電動機制御を行う。上記の例では、振動を発生させるために、電動機 5 を用いたが、外部の加振装置を取り付けて振動を発生させ、入力トルク信号 1 2 のかわりに外部加振信号を用いてもよい。

図 1 1 は本発明の第 3 の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

本実施形態では、第 1 の実施形態の可動部 7 に計測センサ 1 8 が設けられ、

センサ信号 19 が記憶装置 2 に記憶される。

次に、本実施形態の動作を説明する。

ランダム波信号、低速掃引正弦波信号、高速掃引正弦波信号、あるいはインパクトトルク信号などの動作指令信号 9 をサーボ装置 3 に送る。サーボ装置 3 は電動機 5 に動作指令信号（トルク信号） 9 に対応する動作信号（入力トルク信号） 12 を送る。電動機 5 が動作し伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作する。計測センサ 18 は可動部 7 の振動を検出し、記憶装置 2 に可動部 7 のセンサ信号 19 を送る。計測センサ 18 を、非可動部 8、伝達機構 6 に設置してもよい。計測センサ 18 には加速度計、速度計、変位計、ひずみ計等を用いる。センサ信号 19 はそれに応じて加速度、速度、変位、ひずみ等となる。

サーボ装置 3 は入力トルク信号 12 と等価な入力トルク信号 11 を記憶装置 2 に送る。記憶装置 2 は、入力トルク信号 11 とセンサ信号 19 を記憶する。分析装置 1 は入力トルク信号 11 とセンサ信号 19 を F F T（Fast Fourie 変換）により周波数分析する。

周波数分析では入力トルク信号 11 とセンサ信号 19 を任意に設定した時間で区切り、周波数分析したあと平均化演算を行う。任意に設定した時間で区切った入力トルク信号 11 を周波数分析した周波数分析結果 S_x と任意に設定した時間で区切ったセンサ信号 19 を周波数分析して周波数分析結果 S_y を求める。入力トルク信号 11 の周波数分析結果 S_x と周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたいえ、平均化する。センサ信号 19 の周波数分析結果 S_y と入力トルク信号 11 の周波数分析結果 S_x の複素共役 S_x^* を掛けたいえ、平均化する。それぞれの結果を式（2）に従って、演算を行い周波数応答関数 H_{yx} を求める。

周波数分析には、F F T のほかブラックマンローキー法、自己回帰法、移動平均法、自己回帰移動平均法やウェーブレット変換を用いてもよい。

式（2）のかわりに、式（3）など、式（2）と数学的に等価な式を用いてもよい。周波数応答関数 H_{yx} の振幅が山で示される周波数は、機械の固有振動数であり、分析装置 1 は、分析指令 13 を受け、機械の振動特性である固有振動数を容易に検出でき、分析結果 14 を出力する。計測センサ 18 を複数個

有する場合には、周波数応答関数 $H y x$ が複数個存在し、複数の周波数応答関数 $H y x$ から振動モードを演算する。分析装置1は分析結果14として振動モードを出力することもできる。

分析結果14を考慮してサーボ装置3にサーボ操作指令15を与えることにより、新たな電動機制御を行う。上記の例では、振動を発生させるために、電動機5を用いたが、外部の加振装置を取り付けて振動を発生させ、入力トルク信号11のかわりに外部加振信号を用いてもよい。

図12は本発明の第4の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

本実施形態は第1の実施形態に入力装置20と表示装置21と記憶装置22を備えたものである。

表示装置21は分析装置1の分析結果14を表示する機能をもつ。表示装置21はさらに動作指令信号（トルク信号）9、回転速度信号10、入力トルク信号11、入力トルク信号12、分析指令13、サーボ操作指令15、記憶内容23、入力内容24を表示してもよい。また、サーボ装置3の設定内容25を表示してもよい。記憶装置22は分析装置1の分析結果14を記憶する機能を持つ。記憶装置22はさらにトルク信号9、回転速度信号10、入力トルク信号11、入力トルク信号12、分析指令13、サーボ操作指令15、入力内容24を記憶してもよい。また、サーボ装置3の設定内容25を記憶してもよい。入力装置20は入力内容24を受け、分析指令13として分析装置1に与える入力機能を持つ。入力装置20はさらにトルク信号9、サーボ操作指令15を入力してもよい。また、記憶装置22への入力装置としてもよい。

その他の動作は第1の実施形態と同じである。なお、第2、第3の実施形態に入力装置20と表示装置21と記憶装置22を備えてもよい。

図13は本発明の第5の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

本実施形態は第4の実施形態において、分析装置1から出力された分析結果14を指令信号9としてサーボ装置3に与えるとともに、サーボ操作指令15としてサーボ装置3に与えるようにしたものである。

本例は、サーボ操作指令15を、分析結果14によって変えながら、電動機5を動作させ機械を加振する例と、周波数領域で一定レベルの加振力もしくは

加振トルクを電動機 5 に与えて機械を加振する例であるが、計測条件を任意に設定して、分析装置 1、サーボ装置 3、および記憶装置 2 2 の入力と出力を設定してもよく、動作指令信号 9、回転速度信号 10、入力トルク信号 11、制御信号 12、分析指令 13、分析結果 14、記憶内容 23 のうちいずれかを、動作指令信号 9、分析指令 13、分析結果 14、記憶内容 23 のうちいずれかに与えて使用してもよい。

なお、第 2、第 3 の実施形態についても本実施形態と同様の構成とすることができる。

図 14 は本発明の第 6 の実施形態の電動機制御装置を示す図である。

本実施形態は第 1 の実施形態の分析装置 1 と計測装置 2 の代りに分析装置 3 1、入力装置 3 2、出力装置 3 4 を備えたものである。

次に、本実施形態の動作について説明する。

操作命令を入力装置 3 2 から分析装置 3 1 に与えると、分析装置 3 1 は最大測定周波数以下の成分のみの動作指令信号 9 を作成する。動作指令信号 9 はランダム波信号、低速掃引正弦波信号、高速掃引正弦波信号などがあるが、測定周波数範囲外の成分を含まず、周波数分析すると最大測定周波数以下の成分のみをもつ。低速掃引正弦波信号および高速掃引正弦波信号は最大測定周波数以下まで掃引して作成し、ランダム波信号は、例えば「スペクトル解析」日野幹雄著（1977）に掲載の公知の方法によって、最大測定周波数以下の成分のみのランダム波信号を作成し、動作指令信号 9 とする。動作指令信号 9 はサーボ装置 3 を経由して動作指令信号 9 と等価な動作信号 12 となり、電動機 5 に送られる。電動機 5 は動作し、伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作し振動を発生する。回転検出器 4 は電動機 5 の回転と振動を検出し、回転速度信号 10 がサーボ装置 3 を経由して分析装置 3 1 に転送される。

分析装置 3 1 では動作指令信号 9 と回転検出器信号 11 を第 1 の実施形態と同様にして F F T（Fast Fourier 変換）により周波数分析する。分析装置 3 1 は、分析結果 3 5 を出力装置 3 4 に出力する。

電動機制御装置の周波数特性である分析結果 3 5 から、新たにサーボ装置 3 にサーボ操作指令 15 を与えることにより、最適な電動機制御を行う。

上記の例では、動作信号 1 2 を動作指令信号 9 と等価なものとして使用したが、動作信号 1 2 を動作指令信号 9 と回転検出器信号 1 1 の成分を含む信号として使用してもよい。

上記の例では周波数分析には、FFT を用いたが、ほかにデジタル・フーリエ変換、ブラックマンローターキー法、自己回帰法、移動平均法、自己回帰移動平均法やウェーブレット変換を用いてもよい。

上記の例では周波数分析に、回転検出器信号 1 1 を用いたが回転検出器信号 1 1 のかわりに、回転検出器信号 1 1 を微分、積分もしくは係数を掛けるなど、回転検出器信号 1 1 を変換した信号を用いてもよい。また、回転検出器信号 1 1 のかわりに、可動部 7 の動作を示す信号測定装置から得た位置信号、速度信号や加速度信号を用いてもよい。

上記の例では動作指令信号 9 と回転検出器信号 1 1 を設定した時間で区切り、周波数分析し、区切った回数 n で平均化したが、動作指令信号 9 と回転検出器信号 1 1 をそのまま周波数分析し、動作指令信号 9 による動作を複数回実行し、実行回数 n により平均化を行ってもよい。

上記の例では分析結果 3 5 を出力装置 3 4 で出力したが、出力装置 3 4 は分析装置 3 1 に付随する記憶装置と置き換えてもよく、あるいは、分析結果 3 5 を記憶装置や接続装置を介して別の出力装置から出力してもよい。

上記の例では、分析結果 3 5 を得るために、電動機 5 を用いたが、電動機制御装置の外部に加振装置を取り付けてもよい。

図 1 5 は本実施形態における動作指令信号 9 の周波数分析結果を示すグラフである。分析装置 3 1 で作成した動作指令信号 9 の周波数分析結果は、最大 f_{rmax} までの最大測定周波数 f_q 以下の成分しかもっていない。

図 1 6 は本実施形態における分析結果を示す図である。分析装置 3 1 で作成された動作指令信号 9 は最大測定周波数 f_q 以下の成分のため、最大測定周波数 f_q 以上の機械共振 f_4 , f_5 を励起しないため、回転検出器信号 1 1 には f_4 , f_5 成分が含まれず、折り返し誤差が発生しないので、反共振点 f_0 と共振点 f_1 , f_2 , f_3 を正しく観察でき、正しい分析結果を得る。このため、電動機制御装置の評価が可能になり、新たなサーボ操作指令を設定し、最適

な電動機制御を行うことが可能になる。

図 17 は本発明の第 7 の実施形態の電動機制御装置を示す図である。

演算装置 36 は動作指令信号 37 を作成し、サーボ装置 3 を継由して動作指令信号 37 と等価な制御信号 12 を電動機 5 に送る。これにより電動機 5 が動作し、伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作し、非可動部 8 を含めた負荷機械が振動を発生する。回転検出器 4 は電動機 5 の回転と振動を検出し、回転検出器信号 10 がサーボ装置 3 を継由して演算装置 36 に転送される。演算装置 36 は動作指令信号 37 と回転検出器信号 38 を周波数分析し、周波数特性 39 を求める。

本実施形態の電動機制御装置では、図 20 に示すように、正転を開始とする動作指令信号 37 と逆転を開始とする動作指令信号 37 の繰り返し動作により周波数特性を測定する。あるいは、図 21 に示すように、正転開始と逆転開始の信号を含む連続した動作指令信号 37 により周波数特性を測定する。

図 22 は本実施形態の周波数特性測定時の電動機位置を示した例である。上記の動作指令信号 37 により電動機を動作させ、周波数特性を測定するため、電動機位置がずれ、可動部 7 が移動するが、逆側に電動機位置が移動し、可動部 7 が元の位置に戻る。このため、動作回数が増えたり、長時間動作しても、図 18 に示すように、最終的な可動部 7 の位置が変わらず精度良く周波数特性を測定することが可能になる。

なお、本実施形態では、動作指令信号 37 を、正転から開始し逆転としたが、逆転から開始し正転としてもよい。また、動作指令信号 37 を図 21 (a) では最初に正転を低周波数から開始し高周波数まで掃引し、逆転を高周波数から低周波数まで掃引する信号としたが、図 21 (b) のように、動作指令信号 37 を最初に正転を低周波数から開始し高周波数まで正弦波を掃引し、逆転を低周波数から高周波数まで掃引する信号としてもよく、動作指令信号 37 は移動量が相殺される信号を用いれば、図 20 や図 21 に示した組み合わせ以外でもよい。

本実施形態の変形例では、動作指令信号 37 を、図 23 に示すように、低周波数成分を小さく、高周波数成分を大きな動作指令信号 37 とする。

図 1 9 は本変形例における電動機制御装置の周波数特性を示すゲイン曲線を示している。

本例では、図 2 3 に示す周波数成分が均一な振幅の掃引正弦波を微分し、さらに、振幅の平均値が元の掃引正弦波と同じになるようにスケーリングしたものを動作指令信号 3 7 としている。この動作指令信号 3 7 は、図 2 4 に示すように電動機位置が大きく減少し、可動部 7 の移動量が少ないため、精度良く周波数特性を測定することができる。

なお、図 2 5 (a) では、動作指令信号 3 7 の最低周波数 F_{min} から最高周波数 F_{max} まで周波数分析結果のゲインが一定となる。本変形例の動作指令信号 3 7 は、図 2 5 (b) のようにゲインが一定ではないが、緩やかに連続した曲線のため、測定した周波数特性は図 1 9 のようになる。形状が図 1 8 とは多少異なるが、反共振周波数と共振周波数は全く同じ結果が得られ、周波数特性を測定する目的を果たすことができる。

本変形例で示した掃引正弦波は、振幅の平均値が元の掃引正弦波と同じになるようにスケーリングしたが、任意の振幅を基準にスケーリングしてもよい。

また、本変形例の電動機制御装置では、可動部 7 の移動量を低減したが、少量の移動量があるため、図 1 7 の前述した電動機制御方法を組み合わせてもよい。

さらに、本実施形態では、動作指令信号 3 7 に掃引正弦波を用いたが、ランダム波など他の信号を用いてもよい。

図 2 6 は本発明の第 8 の実施形態の電動機制御装置を示す図である。

本実施形態の電動機制御装置に入力装置 4 0 と出力装置 4 2 を付加して構成されている。

次に、本実施形態の電動機制御装置の動作を図 2 7 のフローチャートにより説明する。

まず、ステップ 5 1 として演算装置 3 6 において動作指令信号 3 7 を作成し、サーボ装置 3 を経由して動作指令信号 3 7 と等価な制御信号 1 2 を電動機 5 に送り、電動機 5 を動作させ、伝達機構 6 を介して可動部 7 が動作し振動を発生させる。回転検出器 4 は電動機 5 の回転と振動を検出し、回転検出器信号 9

がサーボ装置 3 を経由して演算装置 36 に転送され、演算装置 36 では動作指令信号 37 と回転検出器信号 38 を周波数分析し、周波数応答関数を求める。

次のステップ 52 として、周波数応答関数の振幅の形状が上向きのピークや下向きのピークで示されるため、複素スペクトル内挿法や平滑化微分法など、例えば「科学計測のための波形データ処理」南茂夫著 CQ 出版 (1986) に掲載の公知のピーク検出方法などによって演算装置 36 が、共振周波数と反共振周波数を求め、所望の応答周波数を入力装置 40 に入力情報 41 として入力し、演算装置 36 がサーボ操作指令 15 を演算する。

次のステップ 53 として、演算装置 36 にて算出したサーボ操作指令 15 がサーボ装置 3 に自動的に与えられ、最適な電動機制御を行い、調整を完了する。

本実施形態では、動作指令信号 37 と回転検出器信号 38 を周波数分析して周波数応答関数を求めたが、回転検出器 4 のかわりに可動部 7 の位置検出器など、他のセンサを用いてもよい。

また、本実施形態では、演算装置 36 にて決定したサーボ操作指令 15 をすぐにサーボ装置 3 に与えたが、サーボ操作指令 15 をいったん演算装置 36 から出力装置 42 に出力しておき、のちにサーボ操作指令 15 を、入力装置 40 から入力情報 41 として演算装置 36 に入力し、サーボ操作指令 15 を与えてもよい。

さらに、本実施形態の構成からなり、伝達機構 6 と可動部 7 と非可動部 8 が同一性能をもつ別の機械に接続されたサーボ装置 3 に演算装置 36 にて決定したサーボ操作指令 15 を与えてもよい。

また、図 27 に示したステップの途中経過をいったん出力装置 42 に出力し、のちに入力装置 40 に再入力し、続きのステップを継続してもよい。

さらに、出力装置 42 を記憶装置に置き換え、記憶した結果をのちに、演算装置 36 に与え続きのステップを継続してもよい。

図 29 は本発明の第 9 の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

図 29 において、速度制御器 51 は速度指令 V_{ref} と電動機 54 の出力である電動機速度 V_{fb} と振動抑制器 53 の出力である振動抑制信号 T_c を入力

し、速度指令 V_{ref} と電動機速度 V_{fb} が一致するように積分－比例制御（I－P制御）を構成して、トルク指令 τ_r を電流制御器 52 へ出力する。電流制御器 52 はトルク指令 τ_r を入力し、電動機 54 を駆動する。機械負荷 55 は電動機 54 にトルク伝達用の連結軸を介して結合されている。振動抑制器 53 は電動機速度 V_{fb} と機械負荷速度の偏差であるねじれ角速度を入力し、振動抑制信号 T_c を出力する。

次に、本発明の電動機速度制御器 51 と振動抑制器 53 と電動機 54 と機械負荷 55 について図 30 を用いて詳細に述べる。速度制御器 51 内の減算器 62 は速度指令 V_{ref} から電動機速度 V_{fb} を減算して速度偏差を求め、積分器 63 は速度偏差を時定数 T_i で積分する。減算器 64 は積分器 63 の出力から電動機速度 V_{fb} を減算し、乗算器 65 は減算器 64 の出力に速度ループゲイン K_v を乗算する。

振動抑制器 53 内の積分器 67 はねじれ角速度 x_a を積分してねじれ角を求め、乗算器 68 はねじれ角にねじれ角ゲイン K_s を乗算する。加算器 69 は乗算器 68 の出力とねじれ角速度 x_a を加算し、乗算器 70 は加算器 69 の出力にねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号 T_c を求める。また、減算器 66 は乗算器 65 の出力から乗算器 70 の出力を減算する。乗算器 71 は減算器 66 の出力に電動機側の慣性モーメント J_1 を乗算し、トルク指令 τ_r を決定する。図中の 17 は 2 慣性系振動モデルでよく知られており、 J_1 は電動機側の慣性モーメントで、 J_2 は機械負荷の慣性モーメント、 K は機械負荷のねじれ剛性値、 x_a はねじれ角速度である。また、 $1/s$ は積分を表す。

次に、図 30 の 2 慣性系において、速度制御器 51 の時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、振動抑制器 53 のねじれ角速度ゲイン K_{sd} 、ねじれ角ゲイン K_s のチューニング方法を説明する。

但し、反共振周波数と共振周波数、および、電動機側と機械負荷の慣性モーメント J_1 、 J_2 は既知とする。ここで I－P 制御系の速度ループゲイン K_v 、時定数 T_i 、振動抑制系のねじれ角ゲイン K_s およびねじれ角速度ゲイン K_{sd} をそれぞれ、

$$K_v = K_2$$

$$1/T_i = K_1/K_2$$

$$K_{sd} = K_4$$

$$K_s = K_3/K_4 \quad (4)$$

とおく。

速度指令 V_{ref} とねじれ角速度 x_a が与えられた時の I-P 制御器+振動抑制器の出力を次式とする。

$$\begin{aligned} \frac{1}{J_1} \tau_I &= \left(\frac{1}{s} \frac{K_1}{K_2} (V_{ref} - V_{fb}) - V_{fb} \right) K_2 - \left(\frac{1}{s} \frac{K_3}{K_4} + 1 \right) K_4 x_a \\ &= \frac{1}{s} K_1 V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) V_{fb} - \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \end{aligned} \quad (5)$$

ただし、 s はラプラス演算子、 $1/s$ は積分を表す。

図 30 の制御対象のブロック図より、式 (6)、式 (7) となる。

$$x_b'' = s^2 x_b = \frac{K}{J_2} x_a \quad (6)$$

$$x_a'' = s^2 x_a = s^2 (V_{fb} - x_b) = s \frac{\tau_I}{J_1} - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K x_a \quad (7)$$

ただし、 s^2 は 2 階微分を表す。

ここで、 a 、 b をそれぞれ式 (8) とおく。

$$a = \frac{K}{J_2}, \quad b = \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K \quad (8)$$

そこで、 a 、 b を使って式 (6) と式 (7) を書きかえると、式 (9) と式 (10) となる。

$$s^2 x_b = a x_a \quad (9)$$

$$s^2 x_a = s^2 (V_{fb} - x_b) = s \frac{\tau_r}{J_1} - b x_a \quad (10)$$

式(10)に式(5)を代入すると式(11)が得られる。

$$s^2 x_a = s \left[\frac{1}{s} K_1 V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) V_{fb} - \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \right] - b x_a \quad (11)$$

$V_{fb} = x_a + x_b$ 、なので、式(11)は式(12)となる。

$$(s^2 + b) x_a = K_1 V_{ref} - s \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) (x_a + x_b) - s \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \quad (12)$$

式(10)を書き換えると、式(13)となる。

$$x_a = s^2 \frac{1}{a} x_b \quad (13)$$

式(12)に式(13)を代入して展開すると、式(14)となる。

$$(s^2 + b) s^2 \frac{1}{a} x_b = K_1 V_{ref} - \left(s^2 \frac{K_1}{a} + s^3 \frac{K_2}{a} + K_1 + s K_2 + s^2 \frac{K_3}{a} + s^3 \frac{K_4}{a} \right) x_b \quad (14)$$

移項してまとめると、式(15)となる。

$$K_1 V_{ref} = \left(\frac{1}{a} s^4 + \frac{1}{a} (K_2 + K_4) s^3 + \frac{1}{a} (b + K_1 + K_3) s^2 + K_2 s + K_1 \right) x_b \quad (15)$$

式(15)より、特性方程式を求めると、式(16)となる。

$$a K_1 \frac{V_{ref}}{x_b} = s^4 + (K_2 + K_4) s^3 + (b + K_1 + K_3) s^2 + a K_2 s + a K_1 = F(s) \quad (16)$$

$F(s)$ が 4 次式であるので、安定条件を満たすために 4 重根 $s = -\omega$ 、及び $\omega > 0$ である特性方程式を考える。ここで ω は目標応答周波数とする。

$$G(s) = (s^2 + \xi_1 \omega s + \omega^2) (s^2 + \xi_2 \omega s + \omega^2) \quad (17)$$

ここで、 $\xi_1 = \xi_2 = 2$ 、とすると、特性方程式 (18) が導き出される。

$$G(s) = s^4 + 4\omega s^3 + 6\omega^2 s^2 + 4\omega^3 s + \omega^4 \quad (18)$$

式 (16) で示す方程式は、式 (19) となる。

$$F(s) = s^4 + (K_2 + K_4) s^3 + (b + K_1 + K_3) s^2 + aK_2 s + aK_1 \quad (19)$$

そこで、式 (16) と式 (19) との各項 (s^0 項、 s^1 項、 s^2 項、 s^3

項) の係数比較をすると、式 (20) のようにそれぞれ求められる。

$$\begin{aligned} s^0 \text{ 項より} & \quad K_1 = \frac{\omega^4}{a} \\ s^1 \text{ 項より} & \quad K_2 = \frac{4\omega^3}{a} \\ s^2 \text{ 項より} & \quad K_3 = -\frac{\omega^4}{a} + 6\omega^2 - b \\ s^3 \text{ 項より} & \quad K_4 = 4\omega - \frac{4\omega^3}{a} \end{aligned} \quad (20)$$

I-P 制御器 51 と振動抑制器 53 の各ゲインは式 (4') より式 (1) となる。

次に、本発明によるチューニング後の速度制御系のシミュレーション結果を示す。機械負荷及び電動機の各パラメータは、反共振周波数 W_L を 50 [Hz]、共振周波数 W_H を 70 [Hz] として、電動機側慣性モーメント J_1 を 0.5102 [Kg m²]、機械負荷慣性モーメント J_2 を 0.4898 [Kg m²]、機械負荷のねじれ剛性値 K を 4.8341×10^4 [Kg m² / s²]

」にした。ここで目標応答周波数 ω を60 [Hz]と設定し、時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を式(18)に基づいてチューニングした。

チューニング後の各ゲインは $K_v = 2171.5$ [rad/s]、 $K_{sd} = -663.5$ 、 $K_s = -685.2$ 、 $T_i = 10.6$ [ms]となった。図31、図32はステップ指令入力時の応答を表している。40は速度指令、41は電動機速度である。図31はチューニング後に振動抑制器を動作させなかった場合の応答波形で、図32は振動抑制器を動作させた場合の応答波形である。図31は振動が起きているが、図32はオーバーシュートもなく、2慣性系による振動もない理想的な応答をしている。

この結果より、2慣性系で振動抑制を行い、かつ、I-P制御器のパラメータ(時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v)と振動抑制器のパラメータ(ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd})を自動設定できることが確認できた。

このように、本実施形態によれば、目標応答を変えたい場合は、目標応答周波数 ω のみ変えれば、自動的に振動抑制を行いながら、速度ループの調整も可能で、従来のように試行錯誤して振動抑制器と速度制御器の調整を行わなくてよくなる。

図33は、本発明の第10の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

図33において、位置制御器56は位置指令と電動機54の位置を入力し、速度指令を速度制御器51に出力する。

速度制御器51は速度指令と電動機54の速度と、振動抑制器53の出力である振動抑制信号 T_c を入力し、速度指令と電動機速度が一致するように速度制御を行い、トルク指令 τ_r を電流制御器52へ出力する。電流制御器52はトルク指令 τ_r を入力し、電動機54を駆動する。機械負荷55は電動機54にトルク伝達用の連結軸を介して結合されている。振動抑制器53は電動機54の速度と機械負荷速度の偏差を入力し、振動抑制信号 T_c を出力する。なお、機械負荷速度を検出できない場合は、外乱オブザーバ等を用いて推定すれば

よい。

次に、速度制御器 5 1 と振動抑制器 5 3 と電動機 5 4 と機械負荷 5 5 の動作について、図 3 4 を用いて詳細に述べる。

速度制御器 5 1 内の減算器 6 2 は速度指令 V_{ref} から電動機速度 V_{fb} を減算して速度偏差を求め、積分器 6 3 は速度偏差を時定数 T_i で積分する。乗算器 7 4 は速度指令に係数 α ($0 \leq \alpha \leq 1$) を乗算する。ここで、 $\alpha = 0$ の場合は I-P 制御になり、 $\alpha = 1$ の場合は P-I 制御になる。このように α を 0 から 1 に連続的に切り替えることにより、速度制御系を I-P 制御から P-I 制御に連続的に変えることができる。減算器 6 4 は乗算器 7 4 の出力値と積分器 6 3 の出力値を加算し、電動機速度 V_{fb} を減算し、乗算器 6 5 は減算器 6 4 の出力に速度ループゲイン K_v を乗算する。

振動抑制器 5 3 内の積分器 6 7 はねじれ角速度 x_a を積分してねじれ角を求め、乗算器 6 8 はねじれ角にねじれ角ゲイン K_s を乗算する。

加算器 6 9 は乗算器 6 8 の出力とねじれ角速度 x_a を加算し、乗算器 7 0 は加算器 6 9 の出力にねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号 T_c を求める。

また、減算器 6 6 は乗算器 6 5 の出力から乗算器 7 0 の出力を減算する。

乗算器 7 1 は減算器 6 6 の出力に電動機側の慣性モーメント J_1 を乗算し、トルク指令 τ_r を決定する。ここでは、振動抑制器 5 3 の入力ねじれ角速度を積分器 6 7 で積分して、ねじれ角を求めるが、電動機位置と負荷位置が判る場合は、ねじれ角を入力として振動抑制器を構成してもよい。

図中の 1 7 は 2 慣性系振動モデルでよく知られており、 J_1 は電動機側の慣性モーメント、 J_2 は機械負荷の慣性モーメント、 K は機械負荷のねじれ剛性値、 x_a は電動機速度と機械負荷速度の偏差から求めるねじれ角速度である。また、 $1/s$ は積分を表す。

次に、図 3 4 の 2 慣性系において、速度制御器 5 1 の速度ループ積分時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、振動抑制器 5 3 のねじれ角速度ゲイン K_{sd} 、ねじれ角ゲイン K_s のチューニング方法を説明する。ただし、反共振周波数と共振周波数、および、電動機側と機械負荷の慣性モーメント J_1 、 J_2 は既知

とする。ここで第1実施の形態と同様、速度ループゲイン K_v 、速度ループ積分時定数 T_i 、振動抑制系のねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} をそれぞれ、

$$K_v = K_2,$$

$$1/T_i = K_1/K_2$$

$$K_{sd} = K_4,$$

$$K_s = K_3/K_4 \quad (20')$$

とおく。

速度指令 V_{ref} とねじれ角速度 x_a が与えられた時の速度制御器+振動抑制器の出力を式(21)とする。

$$\begin{aligned} \frac{1}{J_1} \tau_r &= \left(\frac{1}{s} \frac{K_1}{K_2} (V_{ref} - V_{fb}) - V_{fb} + \alpha K_2 \right) K_2 - \left(\frac{1}{s} \frac{K_3}{K_4} + 1 \right) K_4 x_a \\ &= \left(\frac{1}{s} K_1 + \alpha K_2 \right) V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) V_{fb} - \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \quad (21) \end{aligned}$$

但し、 s はラプラス演算子、 $1/s$ は積分を表す。

図34の制御対象のブロック図より、式(22)および式(23)となる。

$$\ddot{V}_1 = s^2 V_1 = \frac{K}{J_2} x_a \quad (22)$$

$$\ddot{x}_a = s^2 x_a = s^2 (V_{fb} - V_1) = s \frac{\tau_r}{J_1} - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K x_a \quad (23)$$

但し、 V_1 は機械負荷速度、

x_a はねじれ角速度、

s^2 は2階微分を表す。

ここで、 a 、 b を式(24)のようにおき、

$$a = \frac{K}{J_2}, \quad b = \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K \quad (24)$$

a 、 b を使って式(22)と式(23)を式(25)と式(26)のように

書きかえる。

$$s^2 V I = a x a \quad (25)$$

$$s^2 x a = s^2 (V f b - V I) = s \frac{\tau_I}{J I} - b x a \quad (26)$$

式(26)に式(21)を代入すると、式(27)が得られる。

$$s^2 x a = s \left[\left(\frac{1}{s} K1 + \alpha K2 \right) V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K1 + K2 \right) V f b - \left(\frac{1}{s} K3 + K4 \right) x a \right] - b x a \quad (27)$$

$V f b = x a + V I$ 、から、式(27)は式(28)に変えられる。

$$(s^2 + b) x a = (K1 + \alpha K2 s) V_{ref} - s \left(\frac{1}{s} K1 + K2 \right) (x a + V I) - s \left(\frac{1}{s} K3 + K4 \right) x a \quad (28)$$

式(25)より、式(29)となる。

$$x a = s^2 \frac{1}{a} V I \quad (29)$$

式(28)に式(29)を代入して展開すると、式(30)となる。

$$(s^2 + b) s^2 \frac{1}{a} V I = (K1 + \alpha K2 s) V_{ref} - \left(s^2 \frac{K1}{a} + s^2 \frac{K2}{a} + K1 + s K2 + s^2 \frac{K3}{a} + s^2 \frac{K4}{a} \right) V I \quad (30)$$

式(30)を移項してまとめると、式(31)となる。

$$(K1 + \alpha K2 s) V_{ref} = \left(\frac{1}{a} s^4 + \frac{1}{a} (K2 + K4) s^3 + \frac{1}{a} (b + K1 + K3) s^2 + K2 s + K1 \right) V I \quad (31)$$

式(31)より、速度指令から電動機速度までの伝達関数の特性方程式を求めると、式(32)となる。

$$\begin{aligned} (s^2+a) (\alpha K_2 s + K_1) \frac{V_{ref}}{V_m} &= s^4 + (K_2 + K_4) s^3 + (b + K_1 + K_3) s^2 + aK_2 s + aK_1 \\ &= F(s) \end{aligned} \quad (32)$$

F(s) が 4 次式であるので、安定条件を満たすために 4 重根 $s = -\omega$ 、及び $\omega > 0$ である特性方程式を考える。但し、 ω は目標応答周波数、 ζ_1 、 ζ_2 は減衰定数である。

$$G(s) = (s^2 + 2\zeta_1 \omega s + \omega^2) (s^2 + 2\zeta_2 \omega s + \omega^2) \quad (33)$$

ここで $\zeta_1 = \zeta_2 = \zeta$ 、とすると、式 (34) という特性方程式が得られる。

$$G(s) = s^4 + 4\zeta \omega s^3 + (4\zeta^2 + 2) \omega^2 s^2 + 4\zeta \omega^3 s + \omega^4 \quad (34)$$

よって、式 (32) で示す方程式は、式 (35) となる。

$$F(s) = s^4 + (K_2 + K_4) s^3 + (b + K_1 + K_3) s^2 + aK_2 s + aK_1 \quad (35)$$

そこで、式 (32) と式 (34) との各項 (s^0 項、 s^1 項、 s^2 項、 s^3

項) の係数比較をすると、式 (36) のようにそれぞれ求められる。

$$\begin{aligned} s^0 \text{ 項より} & \quad K_1 = \frac{\omega^4}{a} \\ s^1 \text{ 項より} & \quad K_2 = \frac{4\zeta \omega^3}{a} \\ s^2 \text{ 項より} & \quad K_3 = -\frac{\omega^4}{a} + (4\zeta^2 + 2) \omega^2 - b \\ s^3 \text{ 項より} & \quad K_4 = \left(4\omega - \frac{4\omega^3}{a}\right) \zeta \quad \dots\dots\dots (36) \end{aligned}$$

したがって、速度制御器 5 1 と振動抑制器 5 3 の各ゲインは式 (20') より、式 (37) となる。

$$K_v = \frac{4\xi \omega^3 J_2}{K}, \quad \frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4\xi}, \quad K_{sd} = \left(4\omega - \frac{4\omega^3 J_2}{K}\right) \xi, \\ K_s = \frac{-J_2 \omega^4 + (4\xi^2 + 2) K \omega^2 - K^2 \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}{(4K\omega - 4J_2 \omega^3) \xi} \quad (37)$$

ただし、 ξ は減衰係数 ($\xi > 0$)、

ω は速度制御の目標応答周波数、

J_1 は 2 慣性系におけるモータ側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

次に、位置制御を行う場合を説明する。

位置制御器 5 6 は位置指令を入力とし、速度指令を速度制御器 5 1 に出力する。

位置制御 5 6 内の減算器 7 2 は位置指令 P_{ref} から電動機位置 P_{fb} を減算して位置偏差を求め、乗算器 7 3 は位置偏差に位置ループゲイン K_p を乗算する。速度制御器 5 1 のパラメータは、式 (38)

$$K_v = \frac{4\xi \omega^3 J_2}{K}, \quad \frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4\xi}, \quad K_{sd} = \left(4\omega - \frac{4\omega^3 J_2}{K}\right) \xi, \\ K_s = \frac{-J_2 \omega^4 + (4\xi^2 + 2) K \omega^2 - K^2 \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}{(4K\omega - 4J_2 \omega^3) \xi} \quad (38)$$

ただし、 ξ は減衰係数 ($\xi > 0$)、

ω は速度制御の目標応答周波数、

J_1 は 2 慣性系におけるモータ側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

で決定した数値を利用し、

位置制御器 56 内の位置ループゲイン K_p は速度制御器 11 の目標応答周波数 ω の関数とし、式 (39) とする。

$$K_p = \omega / \beta \quad (39)$$

ただし、 β は自然数である。

次に、第 10 の実施形態によるチューニング後の速度制御系、位置制御系のシミュレーション結果を示す。

機械負荷及び電動機の各パラメータは、反共振周波数 W_L を 50 [Hz]、共振周波数 W_H を 70 [Hz] として、電動機側慣性モーメント J_1 を 0.5102 [Kg m²]、機械負荷慣性モーメント J_2 を 0.4898 [Kg m²]、機械負荷のねじれ剛性値 K を、 4.8341×10^4 [Kg m² / s²] とする。

ここで目標応答周波数 ω を 60 [Hz] と設定し、速度ループ積分時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を式 (36) に基づいてチューニングする。

チューニング後の各ゲインは $K_v = 2171.5$ [rad/s]、 $K_{sd} = -663.5$ 、 $K_s = -685.2$ 、 $T_i = 10.6$ [ms] となった。位置制御器 16 の位置ループゲイン K_p は $\omega / 4$ とした。

また、 $\zeta = 0.5$ 、 1 、 1.5 において、図 35、図 36 は速度制御時のステップ応答を表している。図 37、図 38 は位置制御時のステップ応答である。図 35、図 37 は速度制御器を I-P 制御 ($\alpha = 0$)、図 36、図 38 は速度制御器を P-I 制御 ($\alpha = 1$) としている。2 慣性系の振動は全ての場合で抑制されているが、 ζ で比較すると、図 35 は $\zeta = 1$ の応答 42 が $\zeta = 0.5$ 、 1.5 の場合の応答 41、43 より整定時間が短い。図 36 は $\zeta = 1.5$ の応答 43 が $\zeta = 0.5$ 、 1 の場合の応答 41、42 より整定時間が短い。図 37 は $\zeta = 0.5$ の応答 45 が $\zeta = 1$ 、 1.5 の場合の応答 46、47 より整定時間が短い。図 38 は $\zeta = 0.5$ の応答 45 が $\zeta = 1$ 、 1.5 の場合の応答 46、47 より整定時間が短い。

この結果より、2 慣性系で振動抑制を行い、速度制御器のパラメータ（速度ループ積分時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v ）と振動抑制器のパラメータ（ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} ）を自動設定でき、速度制御系、位置制御系で PI 制御、 $I-P$ 制御に適用できた。また、パラメータ α に連動させて、 ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる効果がある。

このように、第 10 の実施形態によれば、目標応答を変えたい場合、目標応答周波数 ω を変えれば、自動的に振動抑制を行いながら、速度制御器及び位置制御器の調整も行えるので、試行錯誤して振動抑制器と速度制御器と位置制御器の調整を行わなくてよい。更に、速度制御器の構成を α を用いて $I-P$ 制御から PI 制御へと変える場合、 α の値に連動させて、 ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる。

図 39 は本発明の第 11 の実施形態の電動機制御装置のブロック図である。

図 39 において、位置制御器 16 は機械負荷位置 P_{fb} と位置指令 P_{ref} を入力し、機械負荷位置 P_{fb} と位置指令 P_{ref} が一致するように速度指令 V_{ref} を速度制御器 51 に出力する。

速度制御器 51 は速度指令 V_{ref} と機械負荷速度 V_{fb} と振動抑制信号 T_c を入力し、速度指令 V_{ref} と機械負荷速度 V_{fb} が一致するように速度制御を行うとともに、トルク指令 τ_r を電流制御器 52 へ出力する。電流制御器 52 はトルク指令 τ_r を入力し、電流指令を出力して電動機 54 を駆動する。電動機 54 は機械負荷 55 にトルク伝達用の連結軸を介して結合されている。振動抑制器 53 は電動機 54 の速度と機械負荷速度 V_{fb} の偏差であるねじれ角速度 x_a を入力し、振動抑制信号 T_c を出力する。

なお、機械負荷速度を検出できない場合は、外乱オブザーバ等を用いて推定すればよい。

次に、速度制御器 51 と振動抑制器 53 と電動機 54 と機械負荷 55 について、図 40 を用いて詳細に述べる。

速度制御器 51 内の減算器 62 は速度指令 V_{ref} から機械負荷速度 V_{fb} を減算して速度偏差を求め、積分器 63 は速度偏差を時定数 T_i で積分する。係数 34 は第 10 の実施形態と同様に、 PI 制御、 $I-P$ 制御を任意に振り分

けるパラメータで、速度指令 V_{ref} を乗算する。減算器 64 は乗算値と積分器 63 の出力値を加算し、機械負荷速度 V_{fb} を減算し、乗算器 65 は減算器 64 の出力に速度ループゲイン K_v を乗算する。

振動抑制器 53 内の積分器 67 は電動機速度 V_m と機械負荷速度 V_{fb} の差分により求められるねじれ角速度 x_a を積分してねじれ角を求め、乗算器 68 はねじれ角にねじれ角ゲイン K_s を乗算する。加算器 69 は乗算器 68 の出力とねじれ角速度 x_a を加算し、乗算器 70 は加算器 69 の出力にねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号 T_c を求める。また、減算器 66 は乗算器 65 の出力から乗算器 70 の出力を減算する。乗算器 71 は減算器 66 の出力に電動機側の慣性モーメント J_1 を乗算し、トルク指令 τ_r を決定する。ここでは、ねじれ角速度 x_a を積分器 67 で積分してねじれ角を求めるが、電動機位置と負荷位置が判る場合は、ねじれ角を振動抑制器 53 の入力として振動抑制器を構成してもよい。

図中の 57 は 2 慣性系振動モデルで、 J_1 は電動機側の慣性モーメント、 J_2 は機械負荷の慣性モーメント、 K は機械負荷のねじれ剛性値、 x_a は電動機速度と機械負荷速度の偏差から求められるねじれ角速度である。また、 $1/s$ は積分を表す。

なお、以下の計算式では、第 10 の実施形態はセミクローズ方式、本実施形態はフルクローズ方式の例として、各々フィードバック信号が、第 10 の実施形態では電動機速度 V_{fb} 、電動機位置 P_{fb} を用い、本実施形態でも機械負荷速度 V_{fb} 、機械負荷位置 P_{fb} 、と同一記号を用いているが、実際の計算式では厳密には数値が異なるが、一般式では最終結果に反映されないので同一記号で説明している。

次に、時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} 、ねじれ角ゲイン K_s のチューニング方法を説明する。但し、反共振周波数と共振周波数、および、電動機側と機械負荷の慣性モーメント J_1 、 J_2 は既知とする。

ここで I-P 制御系の速度ループゲイン K_v 、時定数 T_i 、振動抑制系のねじれ角ゲイン K_s およびねじれ角速度ゲイン K_{sd} をそれぞれ式 (40) とお

く。

$$K_v = K_2$$

$$1/T_i = K_1/K_2$$

$$K_{sd} = K_4$$

$$K_s = K_3/K_4 \quad (40)$$

速度指令 V_{ref} とねじれ角速度 x_a が与えられた時の乗算器 71 の出力を、式 (41) とする。

$$\begin{aligned} \frac{1}{J_1} \tau_r &= \left(\frac{1}{s} \frac{K_1}{K_2} (V_{ref} - V_{fb}) - V_{fb} + \alpha V_{ref} \right) K_2 - \left(\frac{1}{s} \frac{K_3}{K_4} + 1 \right) K_4 x_a \\ &= \left(\frac{1}{s} K_1 + \alpha K_2 \right) V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) V_{fb} - \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \end{aligned} \quad (41)$$

ただし、 s はラプラス演算子、 $1/s$ は積分を表す。

図 40 の制御対象のブロック図より、式 (42)、式 (43) となる。

$$s^2 V_{fb} = \frac{K}{J_2} x_a \quad (42)$$

$$s^2 x_a = s \frac{\tau_r}{J_1} - \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K x_a \quad (43)$$

ただし、 V_{fb} は機械負荷速度、

x_a はねじれ角速度、

s^2 は 2 階微分を表す。

ここで、 a 、 b を式 (44) とおく。

$$a = \frac{K}{J_2}, \quad b = \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right) K \quad (44)$$

a 、 b を使って式 (42) と式 (43) を書きかえると、式 (45) と式 (46) となる。

$$s^2 V_{fb} = a x_a \quad (45)$$

$$s^2 x_a = s \frac{T_r}{J_1} - b x_a \quad (46)$$

式(46)に式(41)を代入すると、式(47)が得られる。

$$s^2 x_a = s \left[\left(\frac{1}{s} K_1 + \alpha K_2 \right) V_{ref} - \left(\frac{1}{s} K_1 + K_2 \right) V_{fb} - \left(\frac{1}{s} K_3 + K_4 \right) x_a \right] - b x_a \quad (47)$$

式(45)より、式(47)が得られるから、

$$x_a = s^2 \frac{1}{a} V_{fb} \quad (48)$$

式(47)に式(48)を代入して展開すると、式(49)となる。

$$s^4 \frac{1}{a} V_{fb} = (K_1 + \alpha K_2 s) V_{ref} - \left(\frac{K_1}{a} + s \frac{K_2}{a} + s^2 \frac{K_3}{a} + s^3 \frac{K_4}{a} \right) V_{fb} - s^2 \frac{b}{a} V_{fb} \quad (49)$$

式(49)を移項して V_{ref} 、 V_{fb} についてまとめると、式(50)となる。

$$(K_1 + \alpha K_2 s) V_{ref} = \left(\frac{1}{a} s^4 + \frac{1}{a} K_4 s^3 + \frac{1}{a} (b + K_3) s^2 + K_2 s + K_1 \right) V_{fb} \quad (50)$$

式(50)より、速度指令 V_{ref} から機械負荷速度 V_{fb} までの伝達関数を求めると、式(51)となり、

$$\frac{V_m}{V_{ref}} = \frac{a (\alpha K_2 s + K_1)}{s^4 + K_4 s^3 + (b + K_3) s^2 + a K_2 s + a K_1} \quad (51)$$

更に、この系の特性方程式 $F(s)$ は、式(52)となる。

$$F(s) = s^4 + K_4 s^3 + (b + K_3) s^2 + a K_2 s + a K_1 \quad (52)$$

$F(s)$ が 4 次式であるので、安定条件を満たすために、
4 重根 $s = -\omega$ 及び $\omega > 0$ である特性方程式 (53) を考える。ただし、 ω は
目標応答周波数、 ζ_1 、 ζ_2 は減衰定数である。

$$G(s) = (s^2 + 2\zeta_1 \omega s + \omega^2) (s^2 + 2\zeta_2 \omega s + \omega^2) \quad (53)$$

ここで $\zeta_1 = \zeta_2 = \zeta$ 、とすると、特性方程式 (54) が得られる。

$$G(s) = s^4 + 4\zeta \omega s^3 + (4\zeta^2 + 2) \omega^2 s^2 + 4\zeta \omega^3 s + \omega^4 \quad (54)$$

式 (54) と式 (52) との各項 (s^0 項、 s^1 項、 s^2 項、 s^3 項)
の係数比較をすると、式 (55) のようにそれぞれ求められる。

$$\begin{aligned} s^0 \text{ 項より} & \quad K_1 = \frac{\omega^4}{a} \\ s^1 \text{ 項より} & \quad K_2 = \frac{4\zeta \omega^3}{a} \\ s^2 \text{ 項より} & \quad K_3 = (4\zeta^2 + 2) \omega^2 - b \\ s^3 \text{ 項より} & \quad K_4 = 4\omega \zeta \quad \dots\dots\dots (55) \end{aligned}$$

速度制御器 51 と振動抑制器 53 の各ゲインは、式 (40) より、式 (56)
) となる。

$$K_v = \frac{4\omega^3 J_2 \zeta}{K}$$

$$\frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4\zeta}$$

$$K_{sd} = 4\omega \zeta$$

$$K_s = \frac{(4\zeta^2 + 2) \omega^2 - K \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}{4\omega \zeta} \quad (56)$$

ただし、 ζ は減衰係数 ($\zeta > 0$)、

ω は速度制御の目標応答周波数、

J_1 は2慣性系におけるモータ側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

次に位置制御を行う場合を説明する。位置制御器56内の減算器72は位置指令 P_{ref} から機械負荷位置 P_{fb} を減算して位置偏差を求め、乗算器73は位置偏差に位置ループゲイン K_p を乗算し、速度指令として速度制御器51に出力する。

次に、本発明によるチューニング後の速度制御系、位置制御系のシミュレーション結果を示す。機械負荷及び電動機の各パラメータは、反共振周波数 W_L を50 [Hz]、共振周波数 W_H を70 [Hz] として、電動機側慣性モーメント J_1 を0.5102 [Kg m²]、機械負荷慣性モーメント J_2 を0.4898 [Kg m²]、機械負荷のねじれ剛性値 K を4.8341e+4 [Kg m²/s²] とする。

ここで目標応答周波数 ω を60 [Hz] と設定し、時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v 、ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を(54)式に基づいてチューニングする。位置制御器56の位置ループゲイン $K_p = 2\pi\omega/8$ [rad/s] とした。 $\zeta = 1$ のときのチューニング後の各ゲインは、 $K_v = 2171.5$ [rad/s]、 $K_{sd} = -1580$ 、 $K_s = -434.6$ 、 $T_i = 10.6$ [ms] となった。

図41、図42は $\zeta = 0.5$ 、1、1.5における速度制御時のステップ応答を表している。図43、図44は $\zeta = 0.5$ 、1、1.5における位置制御時のステップ応答である。図41、図43は速度制御器をI-P制御 ($\alpha = 0$)、図42、図44は速度制御器をPI制御 ($\alpha = 1$) としている。2慣性系の振動は全ての場合で抑制されているが、速度制御の場合、I-P制御、PI制御ともに $\zeta = 1$ の応答50が最も整定時間が短い。また、位置制御の場合、I-P制御では $\zeta = 0.5$ の場合の応答53が最も整定時間が短いに対し、PI制御では、 $\zeta = 1.5$ の場合の応答55が最も整定時間が短い。この結果

より、2 慣性系で振動抑制を行い、速度制御器のパラメータ（速度ループ積分時定数 T_i 、速度ループゲイン K_v ）と振動抑制器のパラメータ（ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} ）を自動設定でき、速度制御系、位置制御系で P I 制御、 I $-$ P 制御に適用できた。また、速度制御器内のパラメータ α の値に連動させて、 ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる。

このように本実施形態によれば、目標応答を変えたい場合、目標応答周波数 ω を変えれば、振動抑制を行いながら速度制御器及び位置制御器の調整も行えるので、試行錯誤して振動抑制器と速度制御器と位置制御器の調整を行わなくてよい。更に、 α を用いて速度制御器の構成を I $-$ P 制御から P I 制御へと変える場合、 α の値に連動させて ζ を変えることにより、整定時間を短縮できる。

請求の範囲

1. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、

前記電動機の回転数を検出する回転検出器と、

動作指令信号が与えられると、該動作指令信号に対応する動作信号を前記電動機に送り、前記電動機を制御するサーボ装置と、

前記回転検出器からの回転速度信号と、前記サーボ装置からの前記動作信号と等価な動作信号を周波数分析し、分析結果を出力する分析装置を有する電動機制御装置。

2. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、

前記可動部の位置を検出する位置検出器と、

動作指令信号が与えられると、該動作指令信号に対応する動作信号を前記電動機に送り、前記電動機を制御するサーボ装置と、

前記位置検出器からの可動部位置信号と、前記サーボ装置からの前記動作信号と等価な動作信号を周波数分析し、分析結果を出力する分析装置を有する電動機動作装置。

3. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、

前記可動部、前記非可動部、前記伝達機上に設けられた1つまたは複数の計測センサと、

動作指令信号が与えられると、該動作指令信号に対応する動作信号を前記電動機に送り、前記電動機を制御するサーボ装置と、

前記計測センサからのセンサ信号と、前記サーボ装置からの前記動作信号と等価な動作信号を周波数分析し、分析結果を出力する分析装置を有する電動機制御装置。

4. 前記分析装置の分析結果および／または前記サーボ装置の設定内容を表示する表示装置をさらに有する、請求項1から3のいずれか1項記載の装置。

5. 前記分析装置の分析結果、前記サーボ装置の設定内容、前記表示装置の表示内容のうち少なくとも1つを記憶する記憶装置をさらに有する、請求項4記載の装置。

6. 前記分析装置の分析指令および/または前記サーボ装置のサーボ操作指令を入力する入力装置をさらに有する、請求項1から5のいずれか1項記載の装置。

7. 前記分析装置は前記分析結果をサーボ操作指令として前記サーボ装置に与える、請求項1から6のいずれか1項記載の装置。

8. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、

前記電動機の回転数を検出する回転検出器と、

動作指令信号が与えられると、該動作指令信号に対応する動作信号を前記電動機に送り、前記電動機を制御するサーボ装置と、

周波数分析時に折り返し誤差が発生せず、測定周波数範囲外の不要な高周波成分を含まない前記動作指令信号を作成し、前記サーボ装置に出力し、前記動作指令信号と前記回転検出器からの回転検出器信号を周波数分析し、分析結果を出力する分析装置を有する電動機制御装置。

9. 速度指令を入力し、電動機速度が該速度指令に一致するように積分-比例制御を構成し、トルク指令を決定する速度制御器と、トルク指令を入力し電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流および電動機速度をそれぞれ検出する検出器を有する電動機制御装置において、

電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し、該ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動抑制器と、前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段を備えることを特徴とする電動機制御装置。

10. 前記振動抑制器は、前記ねじれ角速度を積分し、ねじれ角を算出する手段と、前記ねじれ角とねじれ角ゲイン K_s を乗算する手段と、前記ねじれ角とねじれ角ゲイン K_s の乗算値とねじれ角速度を加算し、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号を決定する手段と、前記振動抑制信号をトルク

指令に加える手段とを含み、

前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段は、前記速度制御器内の速度ループゲイン K_v と、速度ループ積分時定数 T_i と、前記ねじれ角ゲイン K_s と、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} とを次式

$$K_v = \frac{4\omega^2 J_2}{K}, \quad \frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4}, \quad K_{sd} = 4\omega - \frac{4\omega^3 J_2}{K}, \quad K_s = \frac{-J_2\omega^4 + 6K\omega^2 - K\left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}{4K\omega - 4J_2\omega^3}$$

ただし、 ω は目標応答周波数、

J_1 は2慣性系における電動機側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

により調整する、請求項9に記載の装置。

11. 前記機械負荷速度を2慣性系モデルで作成したシミュレーションで求める、請求項9または10記載の装置。

12. 速度指令を入力し、電動機速度が速度指令に一致するようにトルク指令を決定する速度制御器と、該トルク指令を入力し、電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流、電動機速度、および機械負荷速度を検出する検出器とを備える電動機制御装置において、

積分-比例制御と比例-積分制御を連続的に切り替えるパラメータ α ($0 \leq \alpha \leq 1$)を備え、電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し、ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動抑制器と、前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段を備えることを特徴とする電動機制御装置。

13. 前記機械負荷速度が実測できない場合、オブザーバにより前記機械負荷速度を推測する手段をさらに備える、請求項12記載の装置。

14. 前記振動抑制器は、前記ねじれ角速度を積分しねじれ角を算出する手段と、前記ねじれ角にねじれ角ゲイン K_s を乗算する手段と、前記ねじれ角と前記ねじれ角ゲイン K_s の乗算値に前記ねじれ角速度を加算しねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号を決定する手段と、前記振動抑制信号をト

ルク指令に加える手段とを含み、前記速度制御器のパラメータと振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段は、前記速度制御器内の速度ループゲイン K_v 、速度ループ積分時定数 T_i と前記ねじれ角ゲイン K_s 、ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を次式

$$K_v = \frac{4\xi \omega^3 J_2}{K}, \quad \frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4\xi}, \quad K_{sd} = \left(4\omega - \frac{4\omega^3 J_2}{K}\right) \xi,$$

$$K_s = \frac{-J_2 \omega^4 + (4\xi^2 + 2) K \omega^2 - K^2 \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}{(4K\omega - 4J_2 \omega^3) \xi}$$

ただし、 ξ は減衰係数 ($\xi > 0$)、

ω は速度制御の目標応答周波数、

J_1 は2慣性系における電動機側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

により調整する、請求項14に記載の装置。

15. 前記速度制御器内のパラメータ α に連動させて、減衰係数 ξ を変えることにより、整定時間を短縮する、請求項14に記載の装置。

16. 位置指令を入力し、電動機位置が該位置指令に一致するように速度指令を前記速度制御器に出力する位置制御器をさらに備え、前記位置制御器内の位置ループゲイン K_p を次式

$$K_p = \frac{\omega}{\beta}$$

ただし、 β は実数 ($\beta > 0$)

のように前記速度制御器の目標応答周波数 ω の関数とする、請求項12から15のいずれか1項に記載の装置。

17. 速度指令を入力し、機械負荷速度が前記速度指令に一致するようにトルク指令を決定する速度制御器と、トルク指令を入力し電動機を駆動する電流制御器と、電動機電流、電動機速度、および機械負荷速度を検出する検出器とを備える電動機制御装置において、

積分－比例制御と比例－積分制御を連続的に切り替えるパラメータ α ($0 \leq \alpha \leq 1$) と、電動機速度と機械負荷速度からねじれ角速度を算出し、前記ねじれ角速度を用いて振動を抑制する振動抑制器と、前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段とを備えることを特徴とする電動機制御装置。

18. 前記機械負荷速度が実測できない場合、オブザーバにより前記機械負荷速度を推測する手段を備える、請求項17記載の装置。

19. 前記振動抑制器は、前記ねじれ角速度を積分してねじれ角を算出する手段と、前記ねじれ角とねじれ角ゲイン K_s を乗算する手段と、前記ねじれ角と前記ねじれ角ゲイン K_s の乗算値に前記ねじれ角速度を加算した値にねじれ角速度ゲイン K_{sd} を乗算して振動抑制信号を決定する手段と、前記振動抑制信号を前記トルク指令に加える手段とを含み、前記速度制御器のパラメータと前記振動抑制器のパラメータを同時に調節する手段は、前記速度制御器内の速度ループゲイン K_v 、速度ループ積分時定数 T_i 、前記ねじれ角ゲイン K_s 、前記ねじれ角速度ゲイン K_{sd} を次式

$$K_v = \frac{4\omega^3 J_2 \zeta}{K}$$

$$\frac{1}{T_i} = \frac{\omega}{4\zeta}$$

$$K_{sd} = 4\omega\zeta$$

$$K_s = \frac{(4\zeta^2 + 2)\omega^2 - K(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2})}{4\omega\zeta}$$

ただし、 ζ は減衰係数 ($\zeta > 0$)、

ω は速度制御の目標応答周波数、

J_1 は2慣性系における電動機側の慣性モーメント、

J_2 は機械負荷の慣性モーメント、

K はねじれ剛性値

として調節する、請求項17または18に記載の装置。

20. 前記速度制御器内のパラメータ α の値に連動させて、減衰係数 ζ を変えることにより、整定時間を短縮させる、請求項19記載の装置。

21. 位置指令を入力し、機械負荷位置が前記位置指令に一致するように、速度指令を前記速度制御器に出力する位置制御器をさらに備え、前記位置制御器内の位置ループゲイン K_p を次式(3)

$$K_p = \frac{\omega}{\beta}$$

ただし、 β は実数 ($\beta > 0$)

のように前記速度制御器の目標応答周波数 ω の関数とする、請求項17から20のいずれか1項に記載の装置。

22. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、前記電動機の回転数を検出する回転検出器と、前記電動機を制御するサーボ機能を備えたサーボ装置を有する電動機制御装置の制御方法であって、

電動機の正転側と逆転側の動作指令信号を作成し、前記サーボ装置に出力し、前記動作指令信号と前記回転検出器の検出信号から周波数特性を演算する電動機制御装置の制御方法。

23. 前記動作指令信号の低周波数成分の振幅を小さく、高周波数成分の振幅を大きくする、請求項22記載の方法。

24. 可動部と、該可動部を支持する非可動部を有する機械の可動部を伝達機構を介して駆動する電動機を制御する電動機制御装置であって、前記電動機の回転数を検出する回転検出器と、前記電動機を制御するサーボ機能を備えたサーボ装置を有する電動機制御装置の制御方法であって、

動作指令信号を作成し、前記サーボ装置に出力し、前記動作指令信号と前記回転検出器の検出信号から周波数特性を演算するステップと、

前記周波数特性から共振周波数と反共振周波数を求めるステップと、

前記共振周波数と反共振周波数から制御パラメータを決定し、前記電動機制御装置を調整するステップを有する、電動機制御装置の制御方法。

Fig. 1

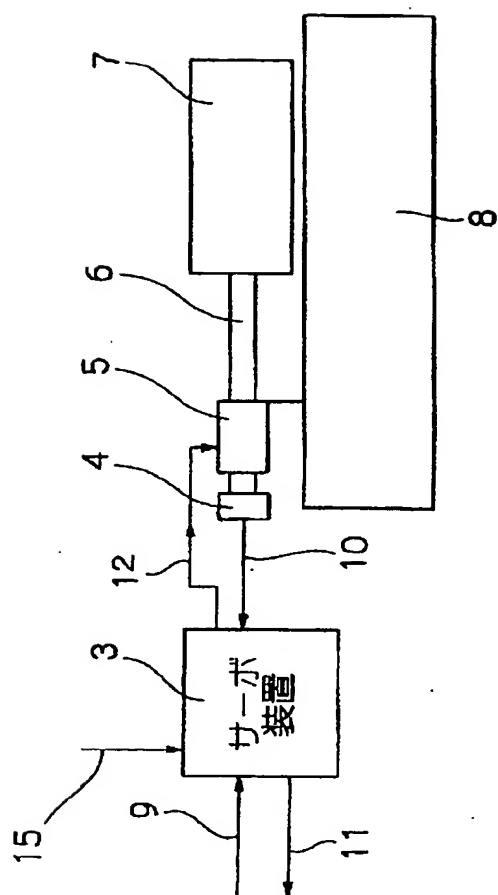


Fig. 2

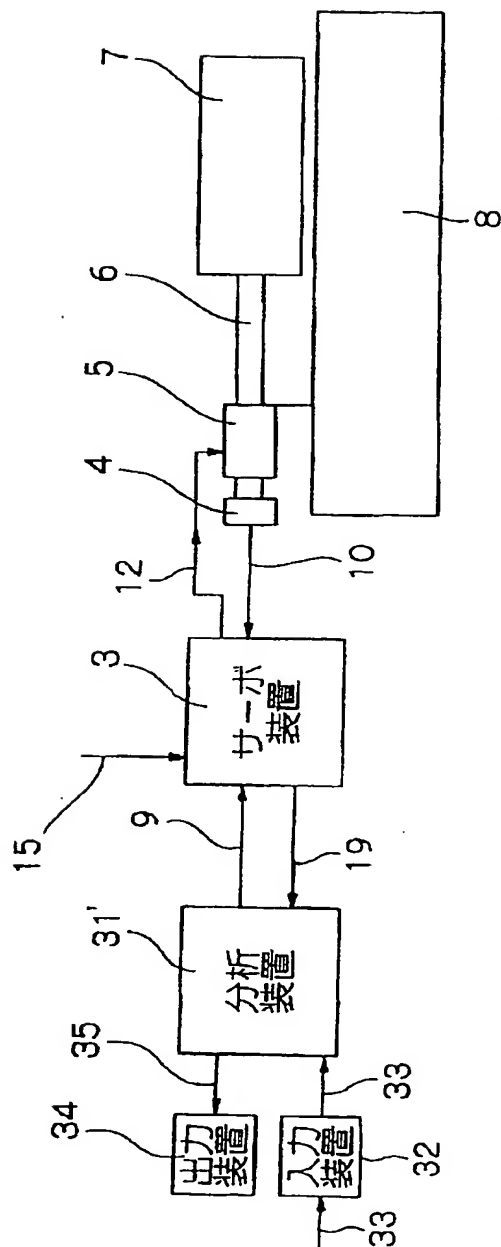


Fig. 3

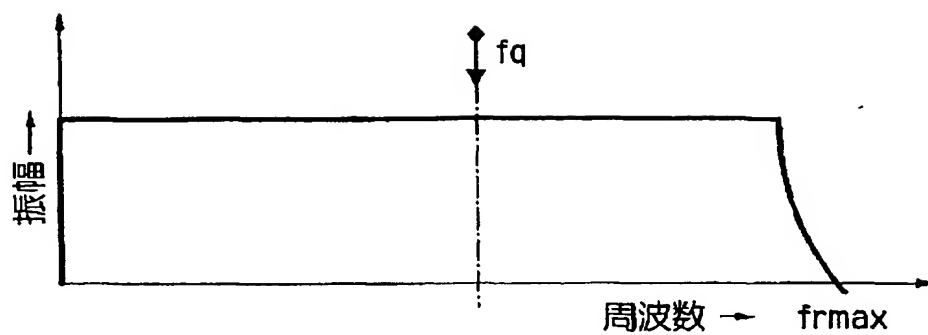


Fig. 4

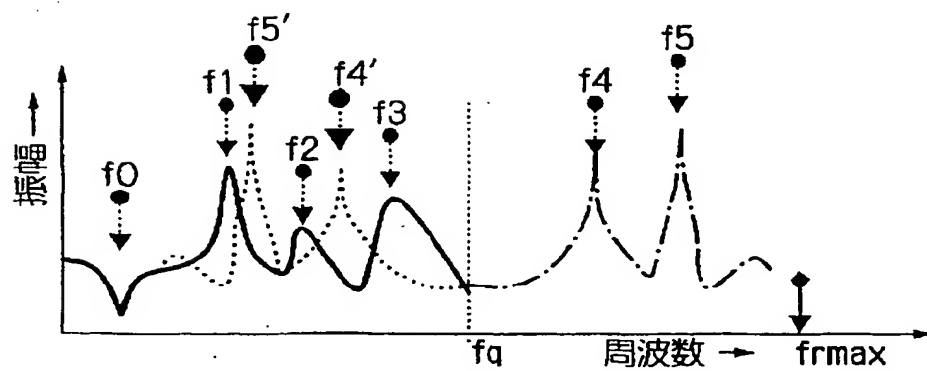


Fig. 5

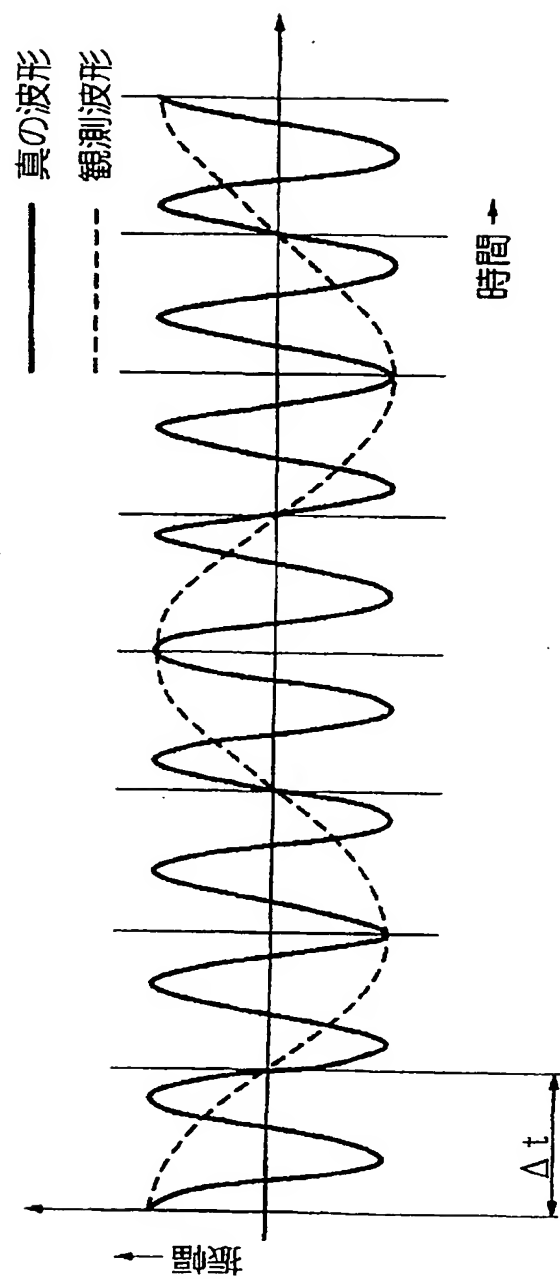


Fig. 6

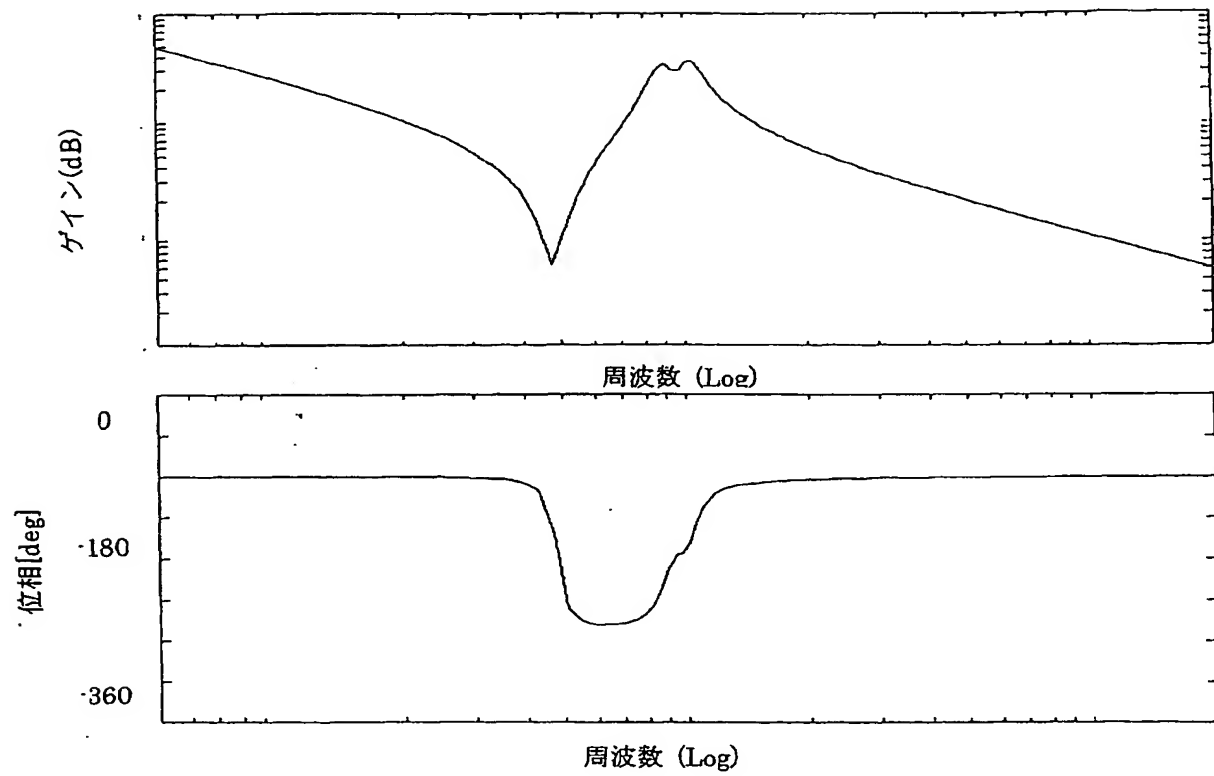


Fig. 7

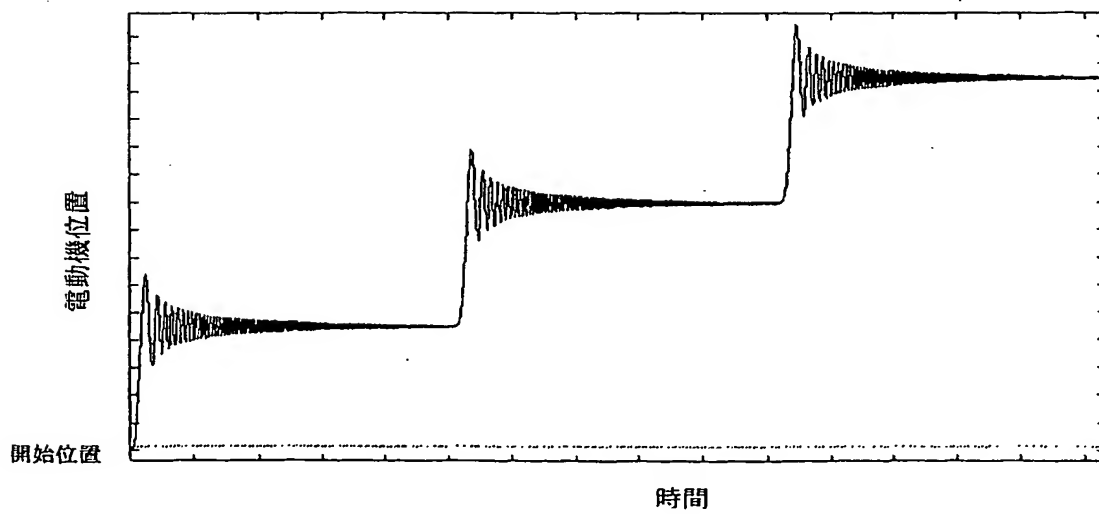


Fig. 8

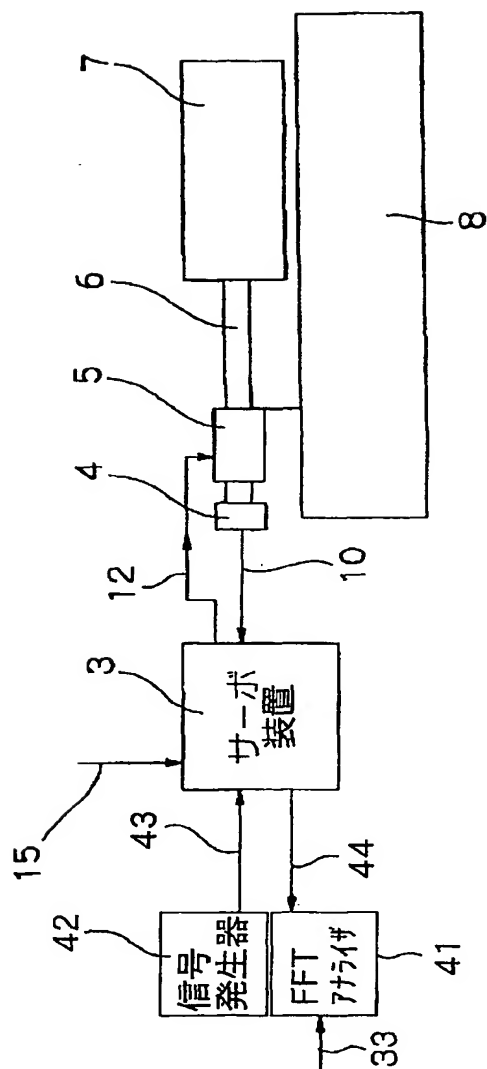


Fig. 9

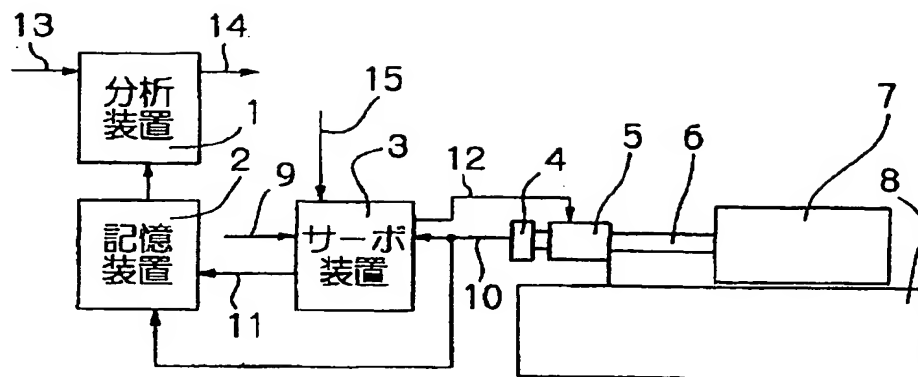


Fig. 10

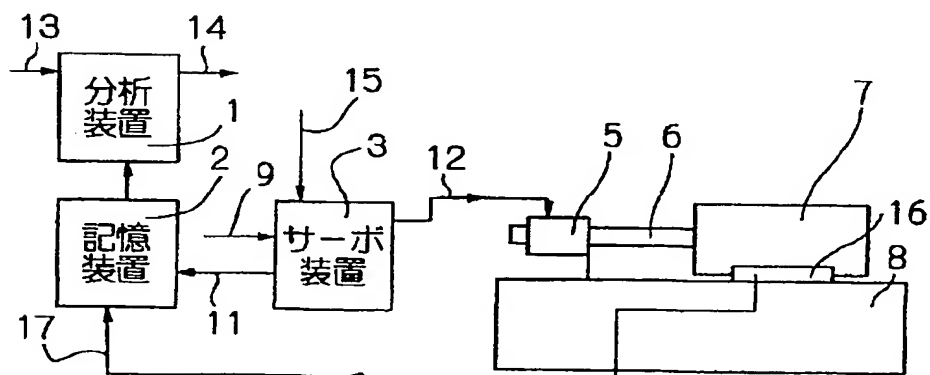


Fig. 11

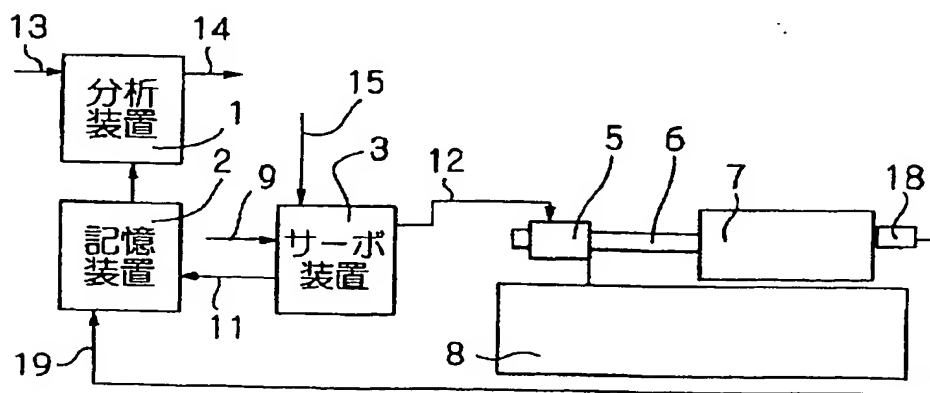


Fig. 12

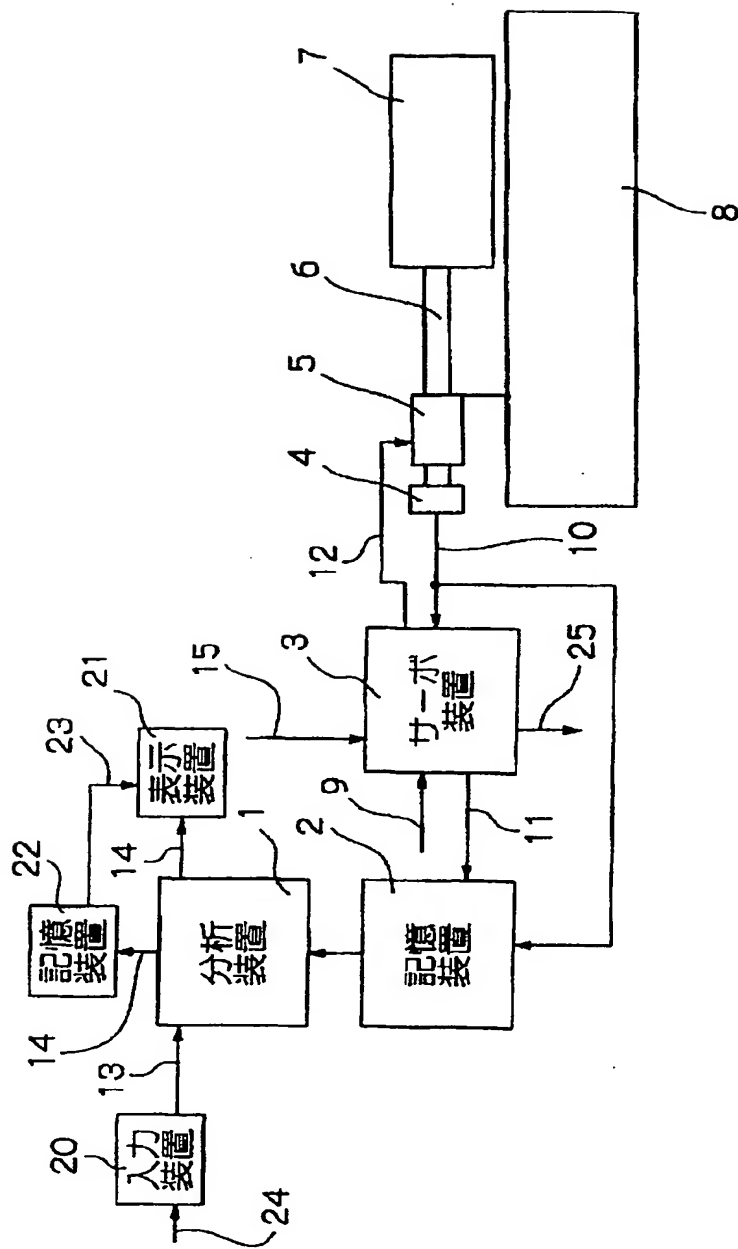


Fig. 13

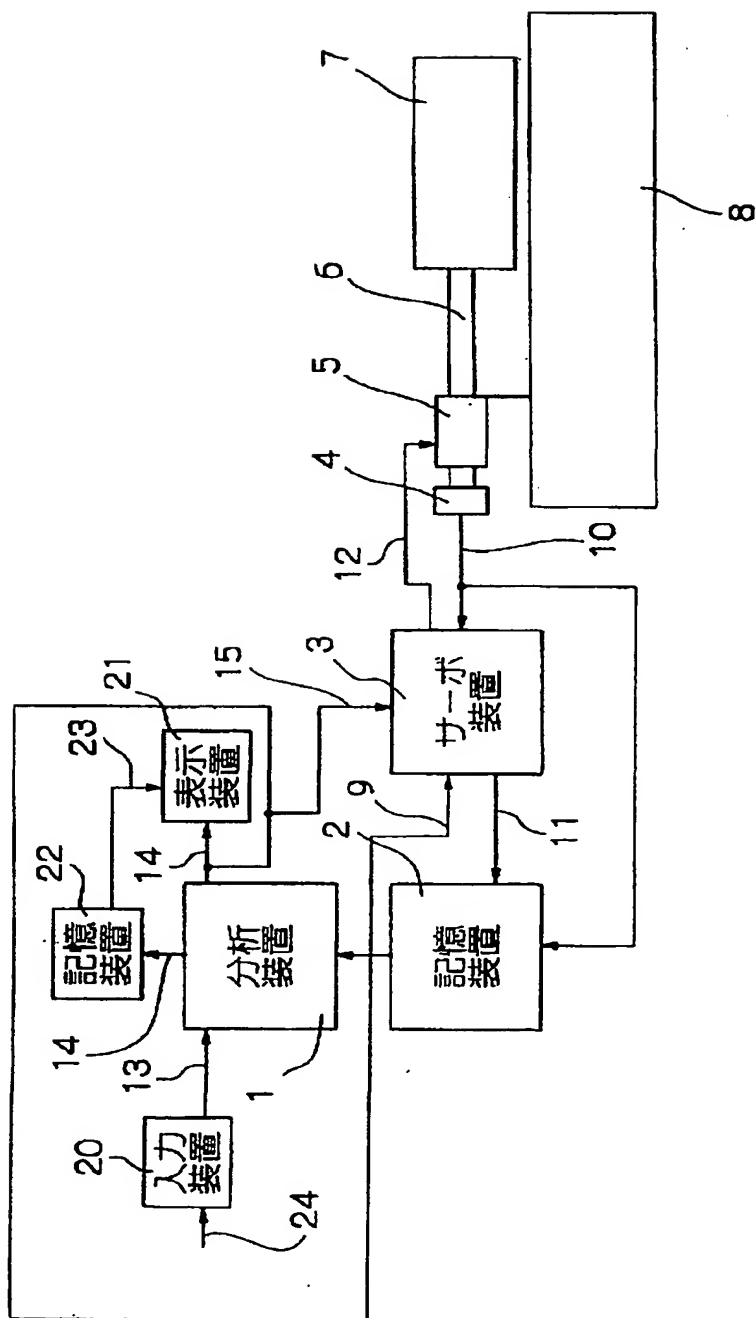


Fig. 14

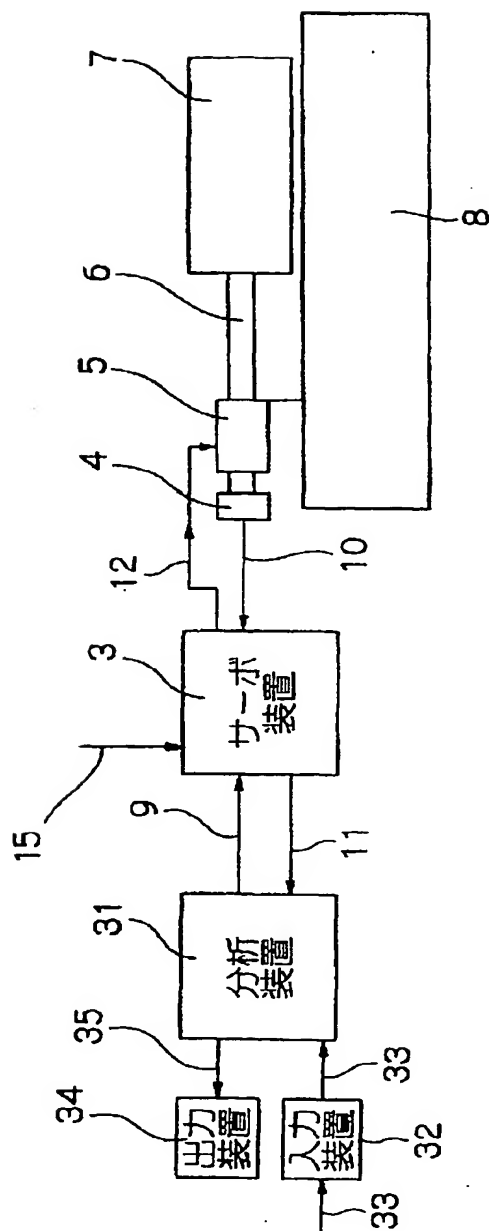


Fig. 15

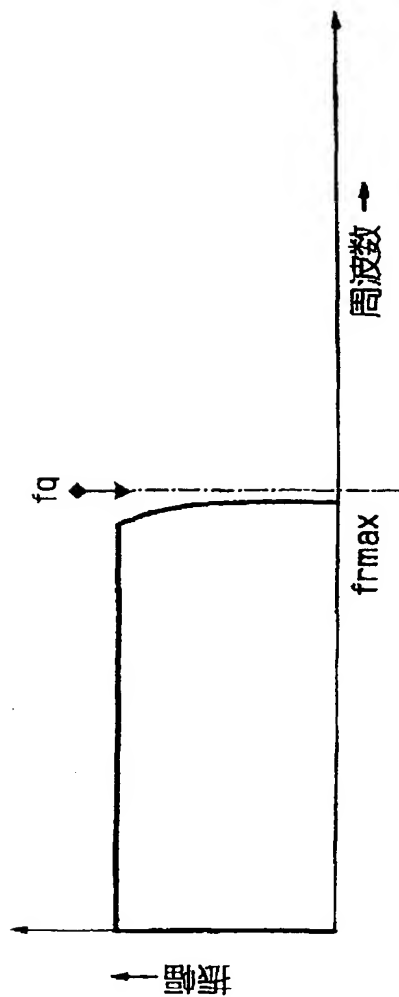


Fig. 16

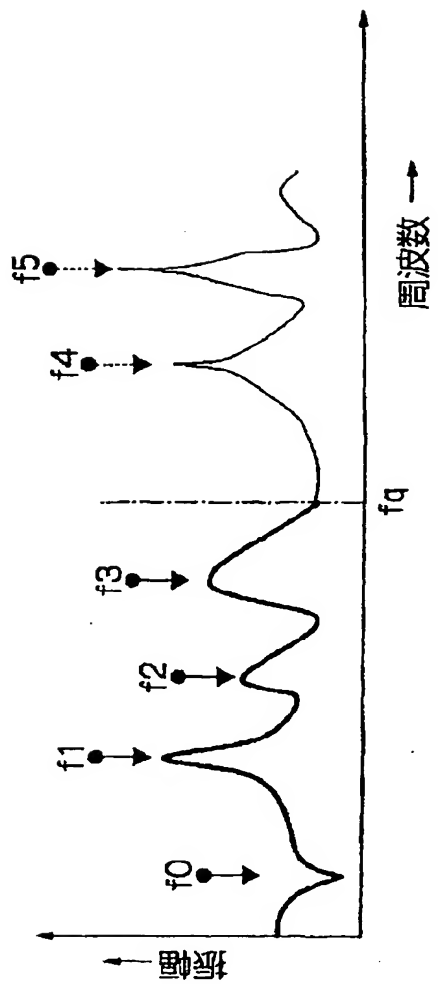


Fig. 17

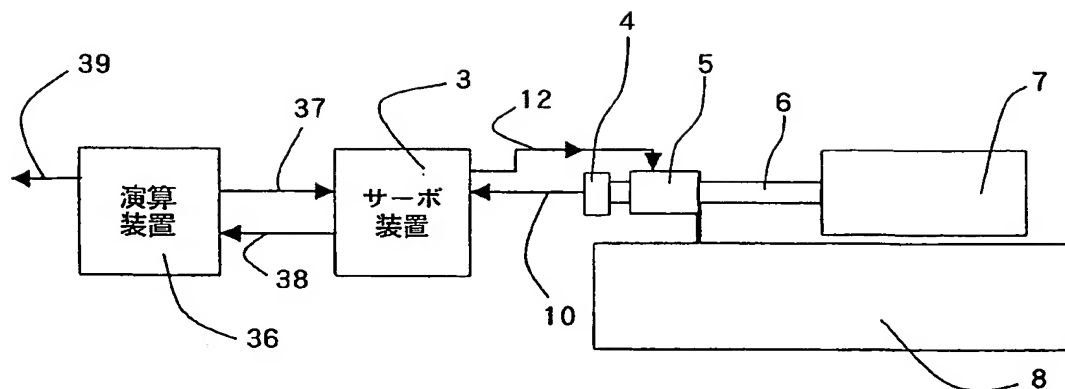


Fig. 18

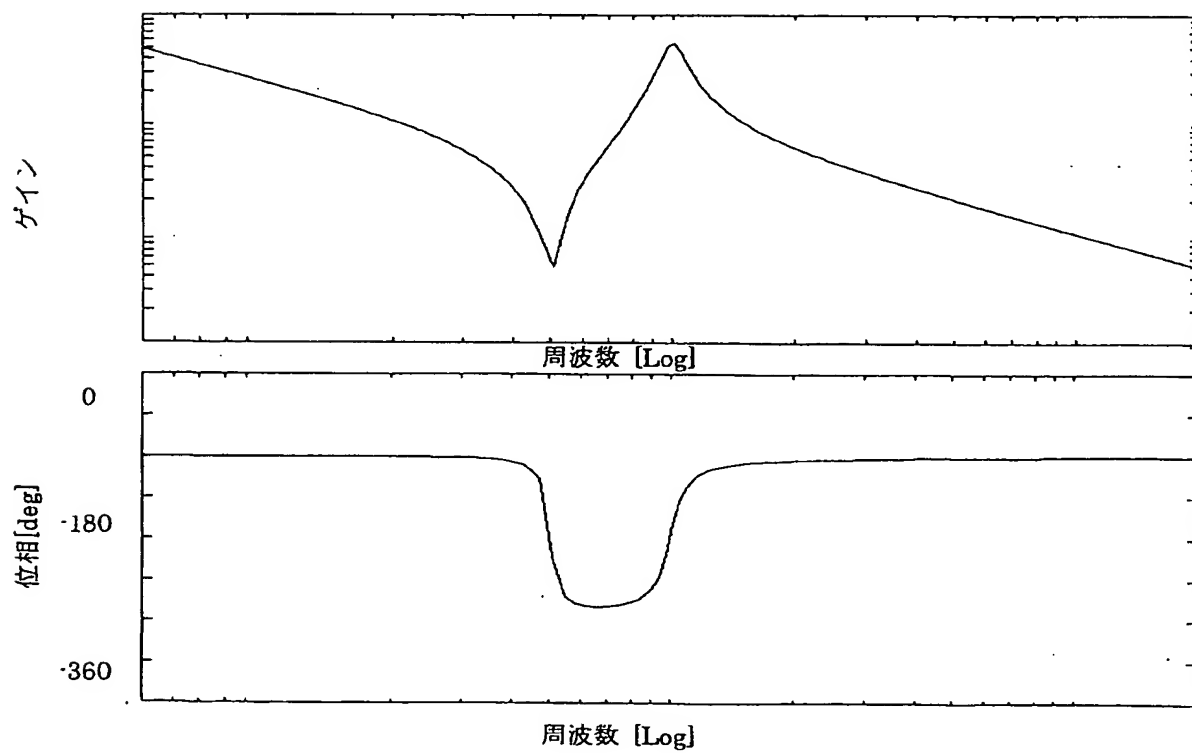


Fig. 19

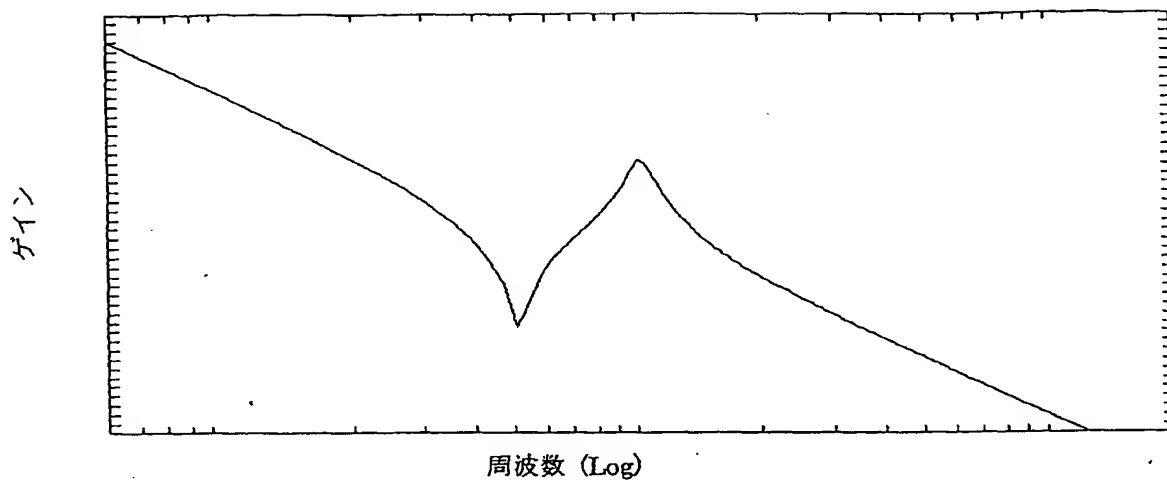


Fig. 20

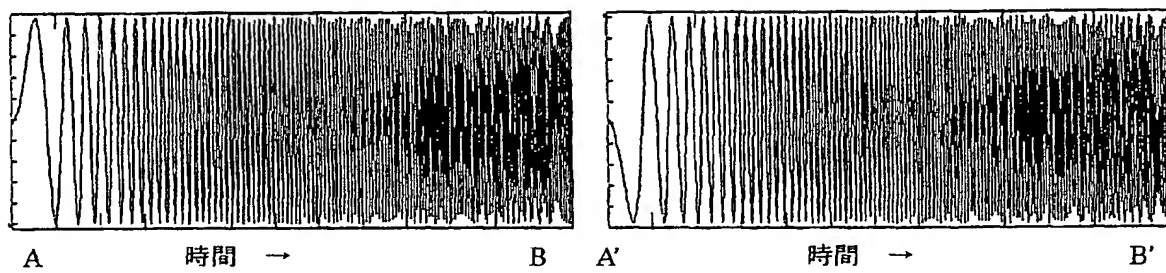


Fig. 21

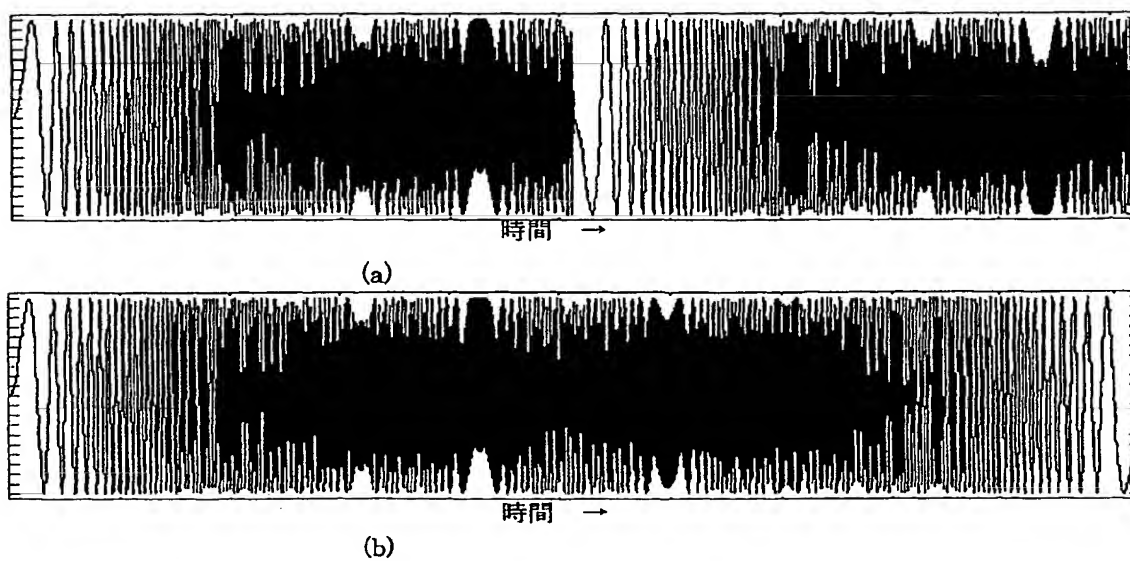


Fig. 22

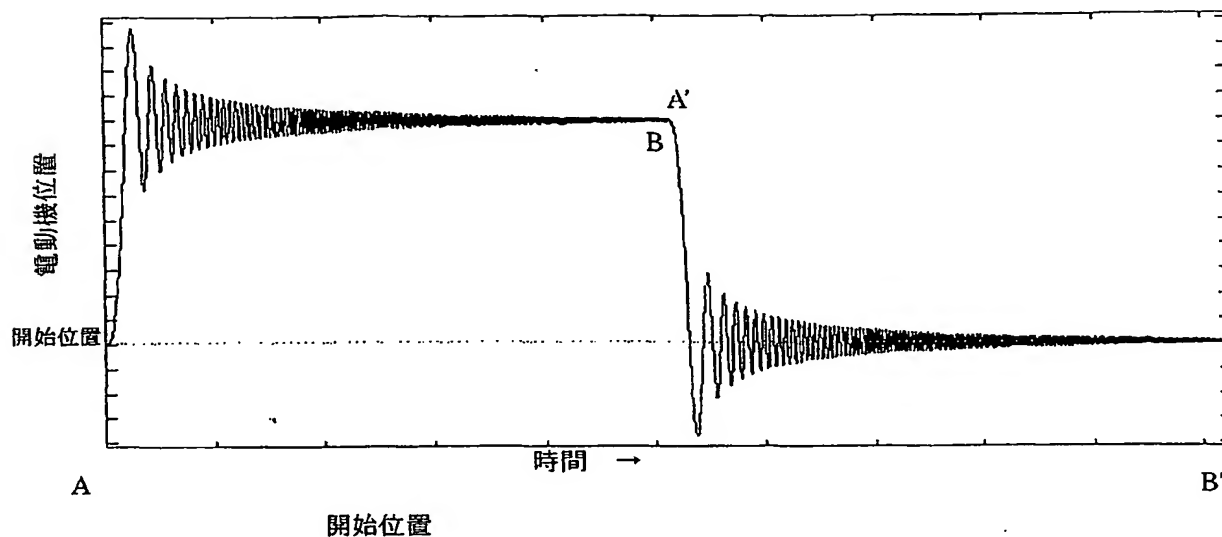


Fig. 23

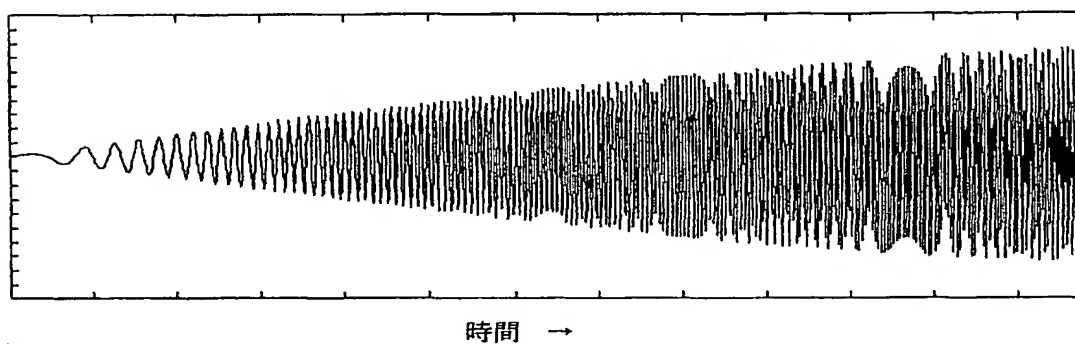


Fig. 24

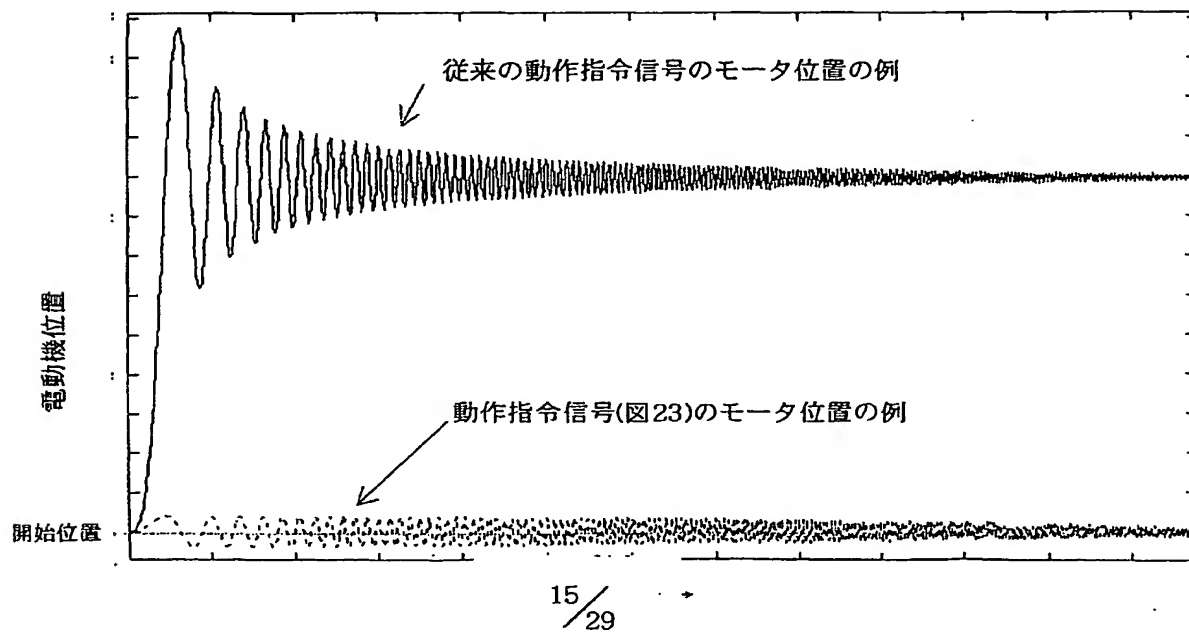


Fig. 25

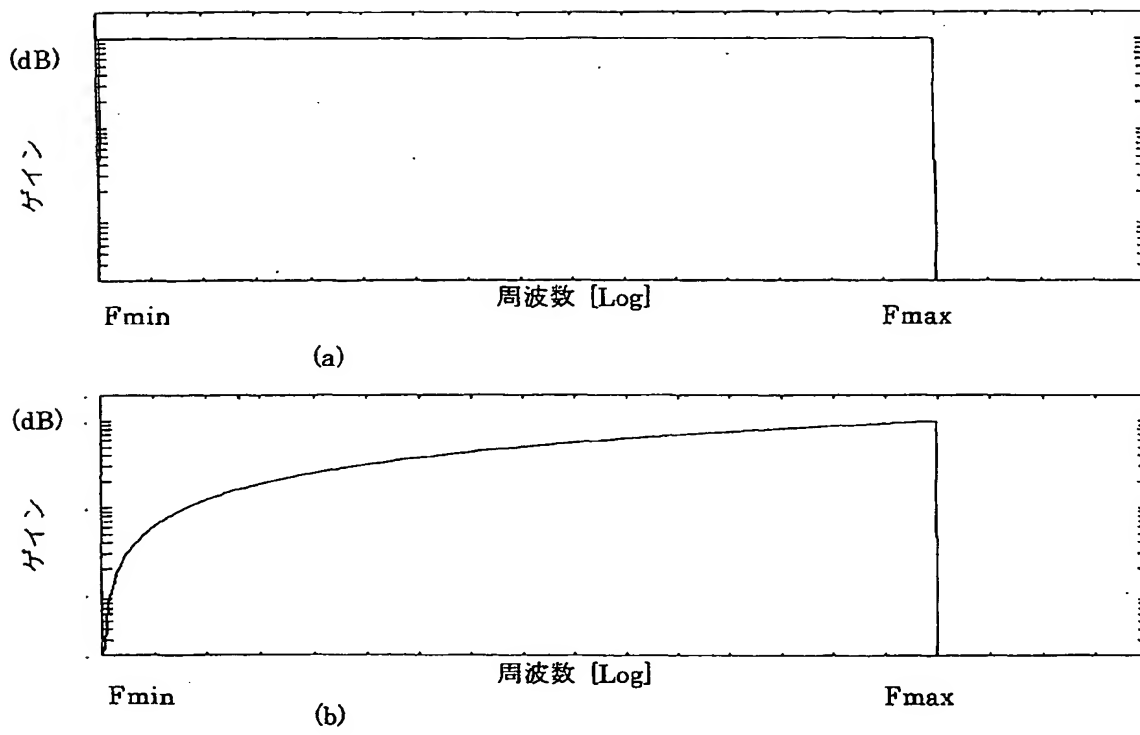


Fig. 26

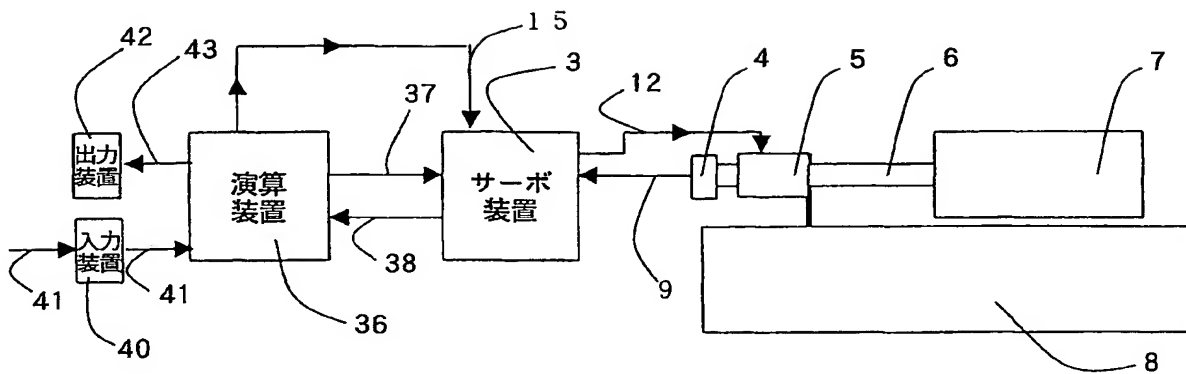


Fig. 27

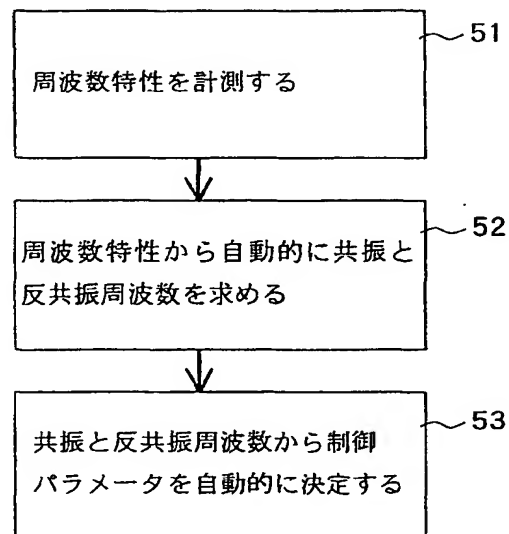


Fig. 28

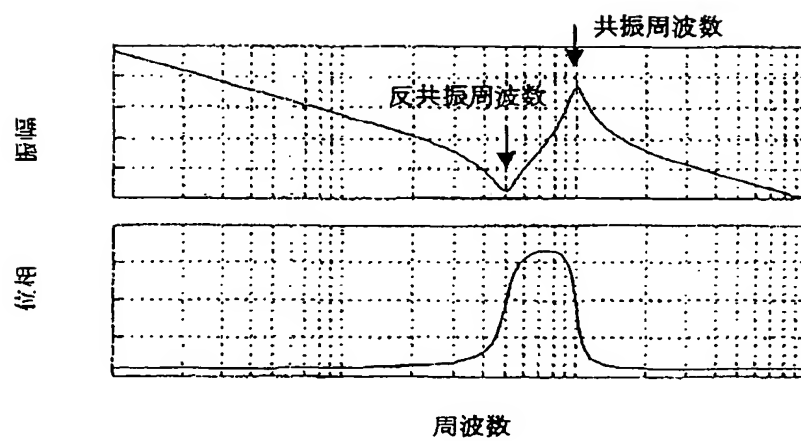


Fig. 29

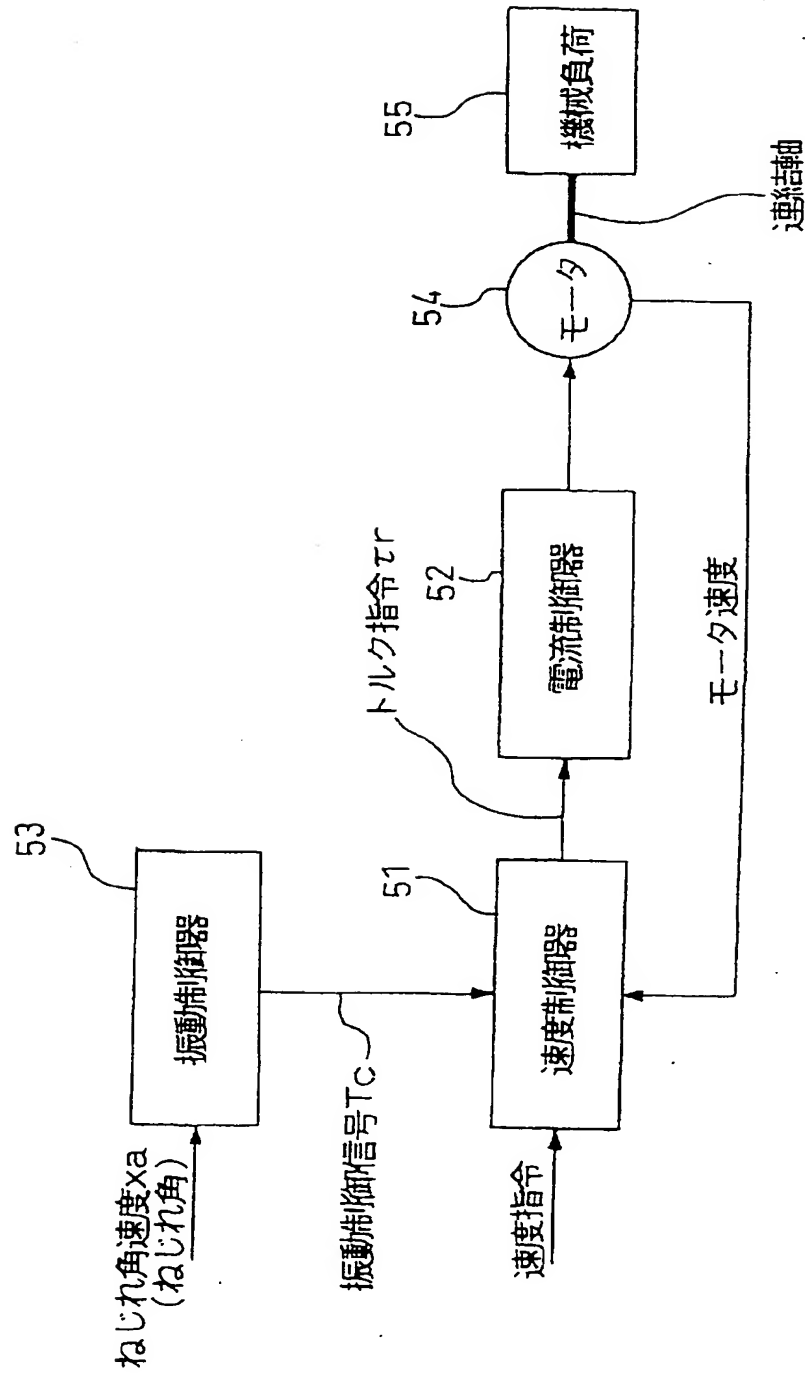


Fig. 30

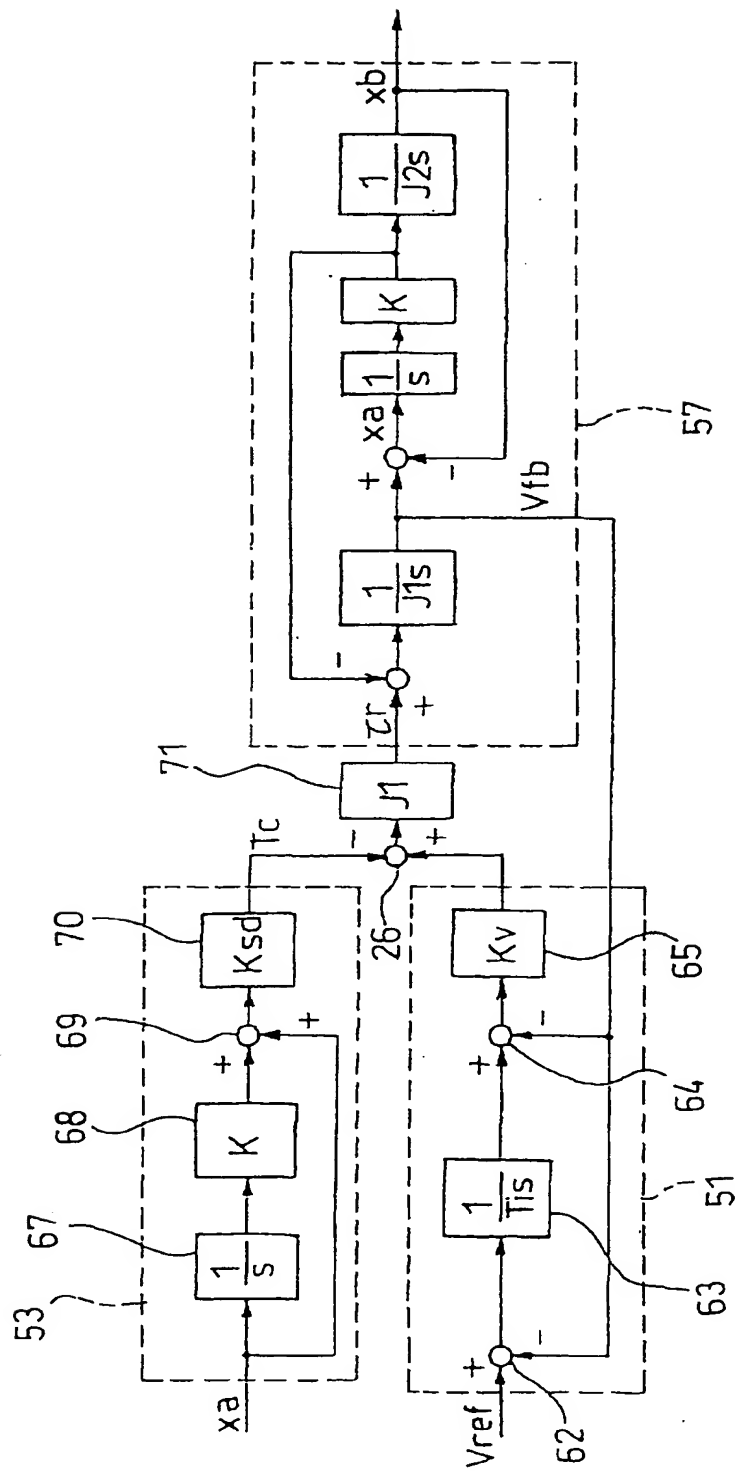


Fig. 31

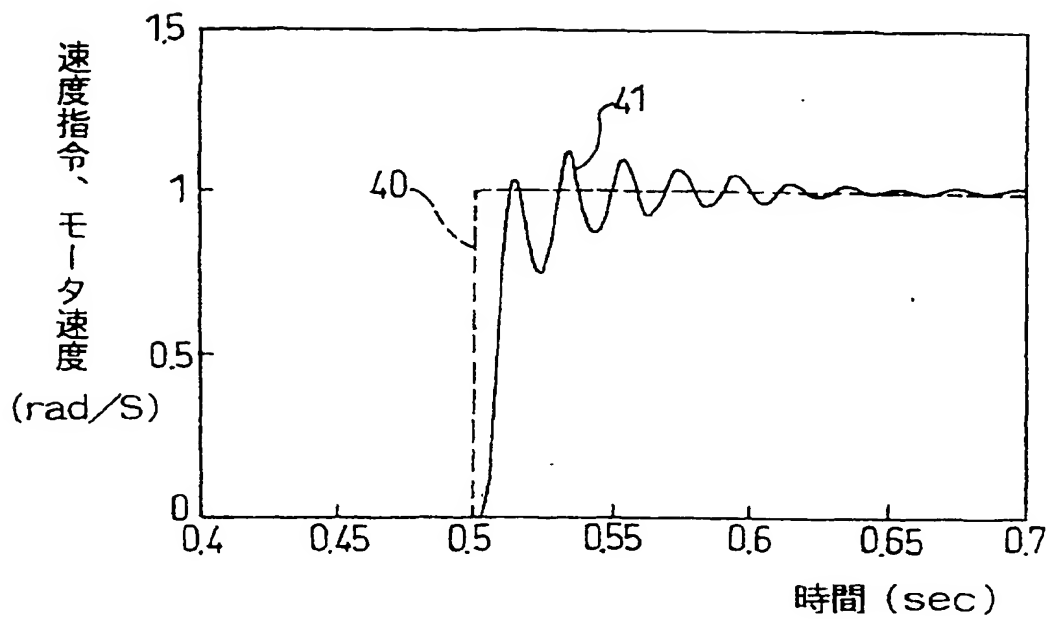


Fig. 32

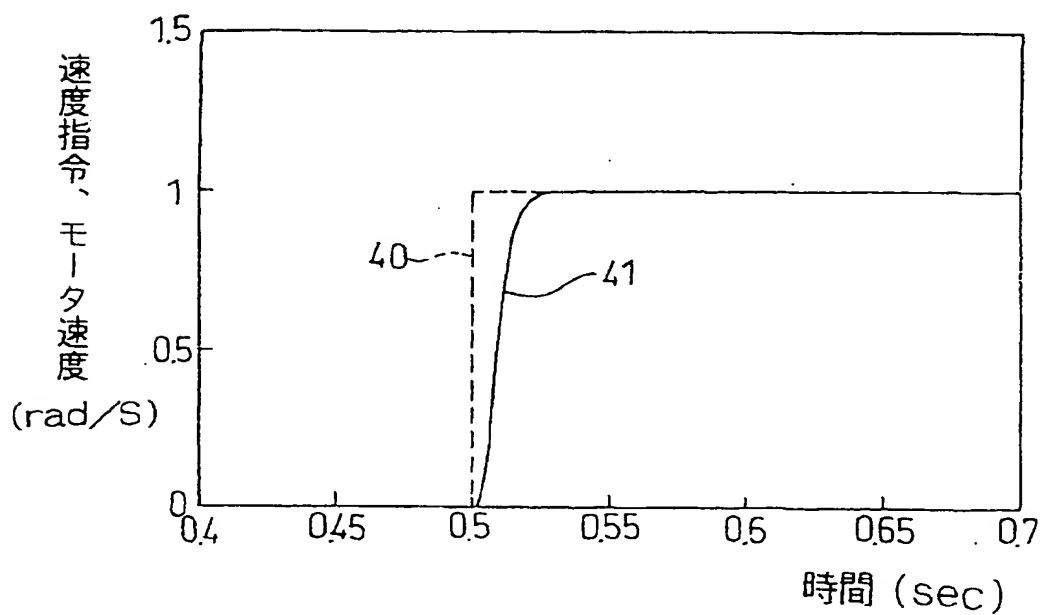


Fig. 33

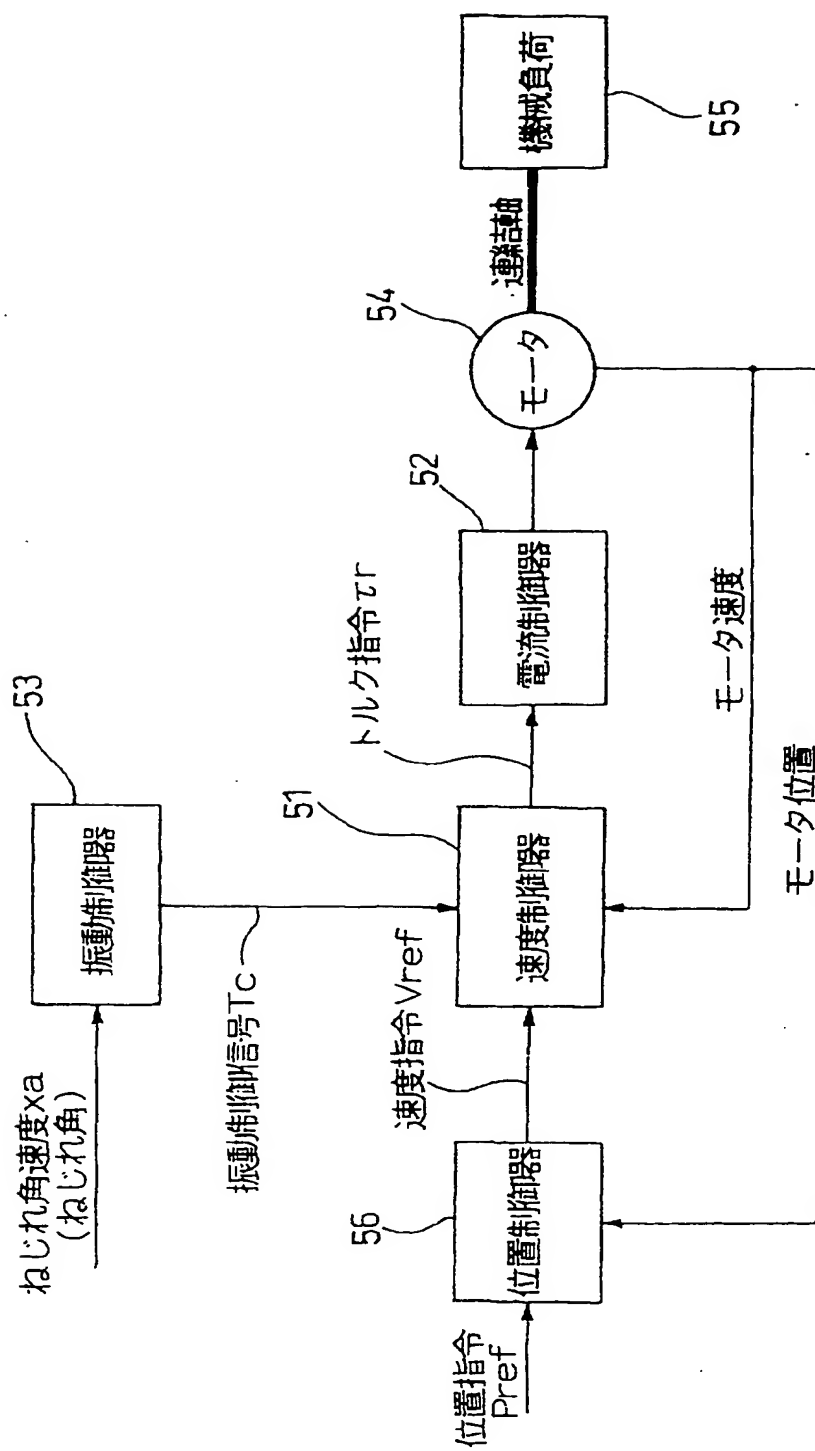


Fig. 34

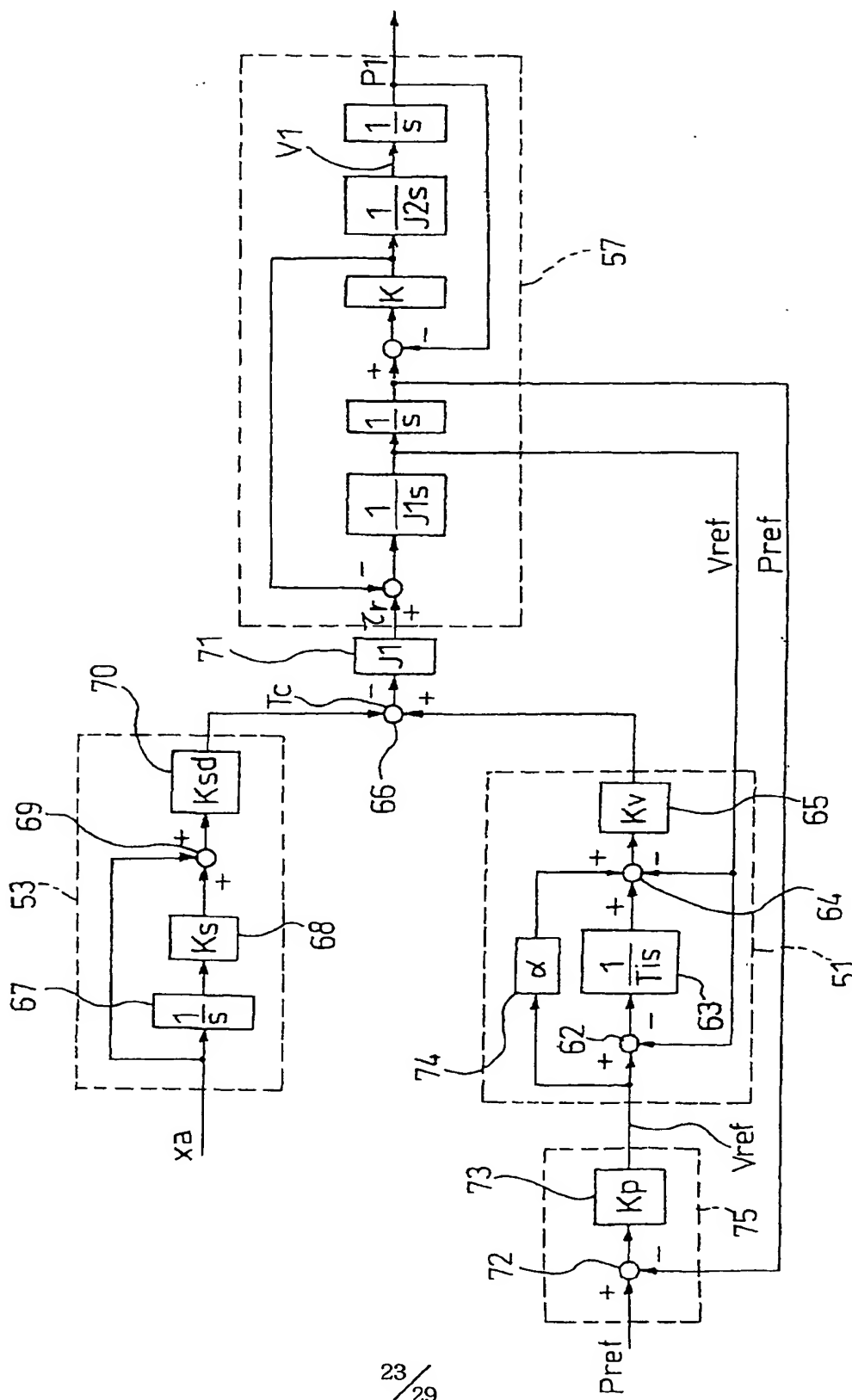


Fig. 35

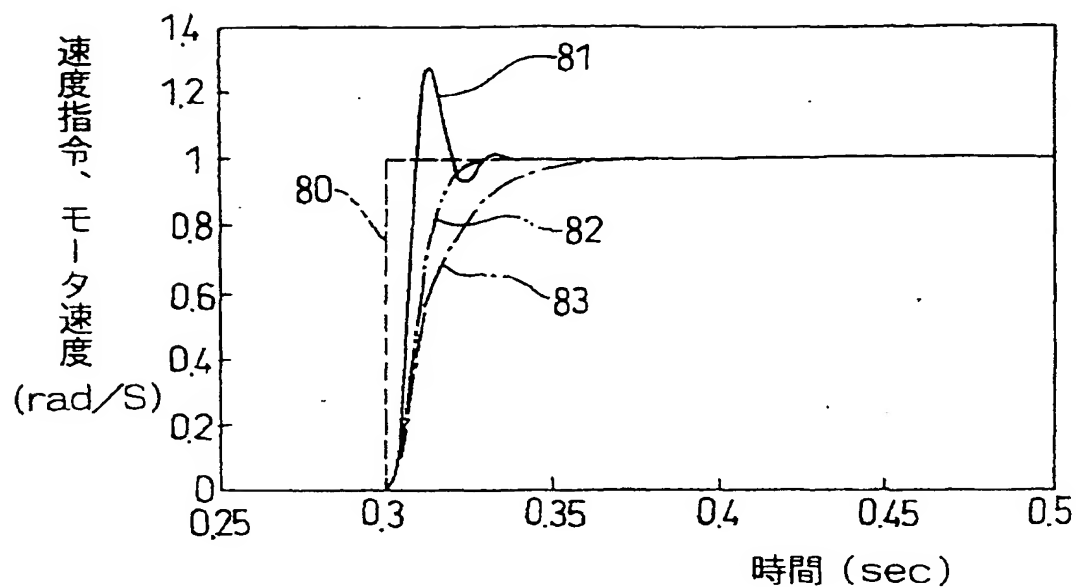


Fig. 36

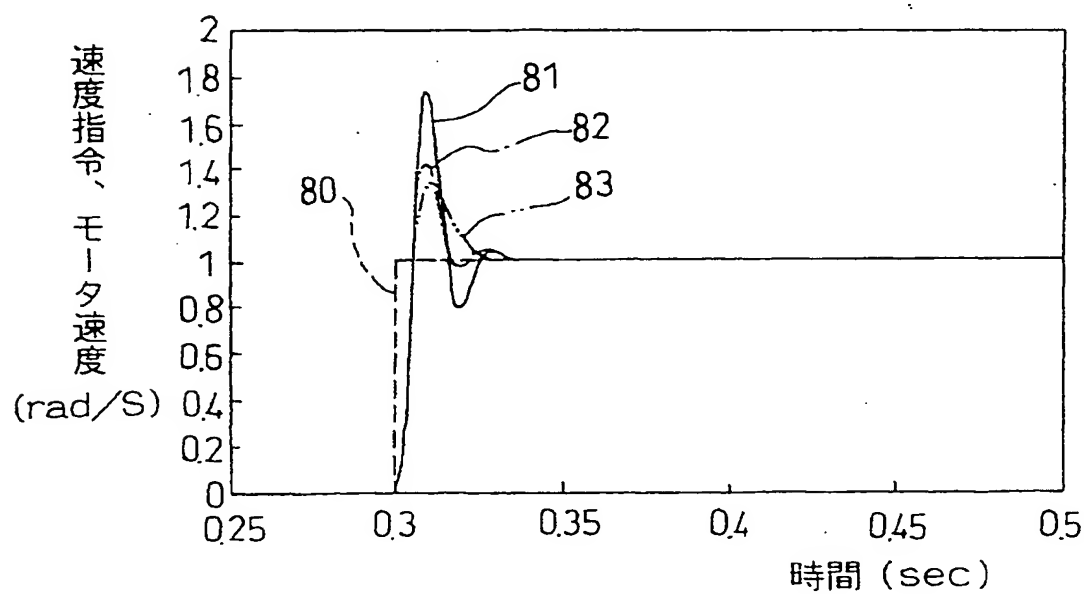


Fig. 37

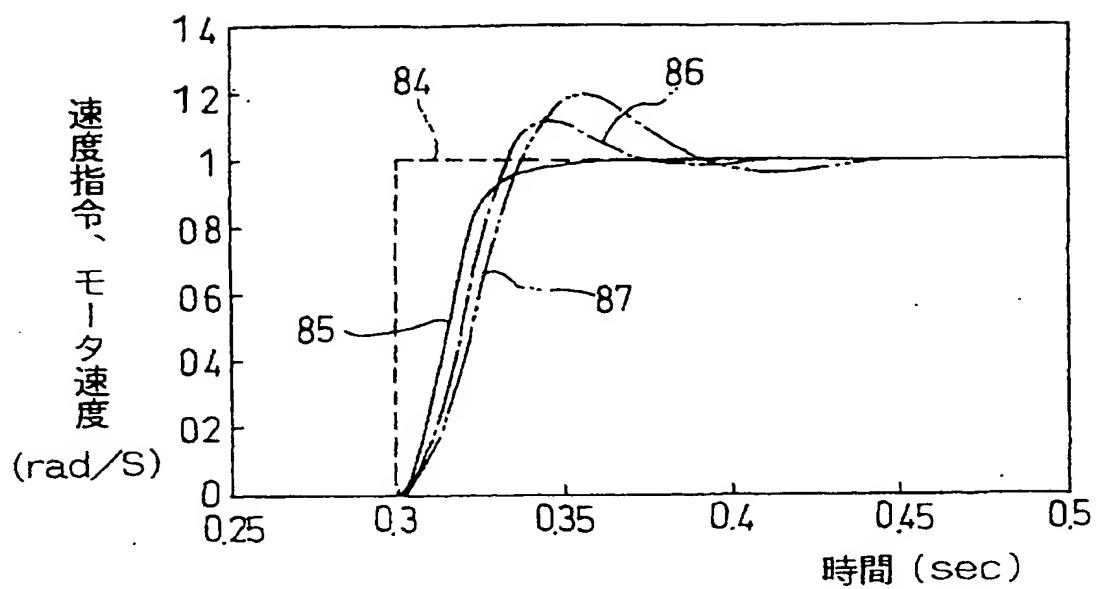


Fig. 38

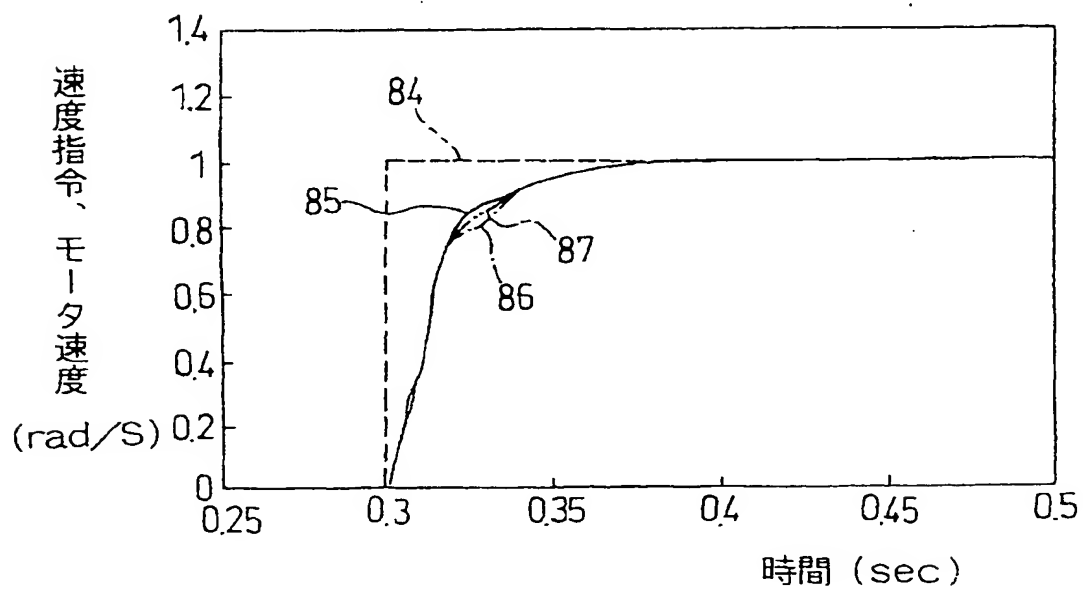


Fig. 39

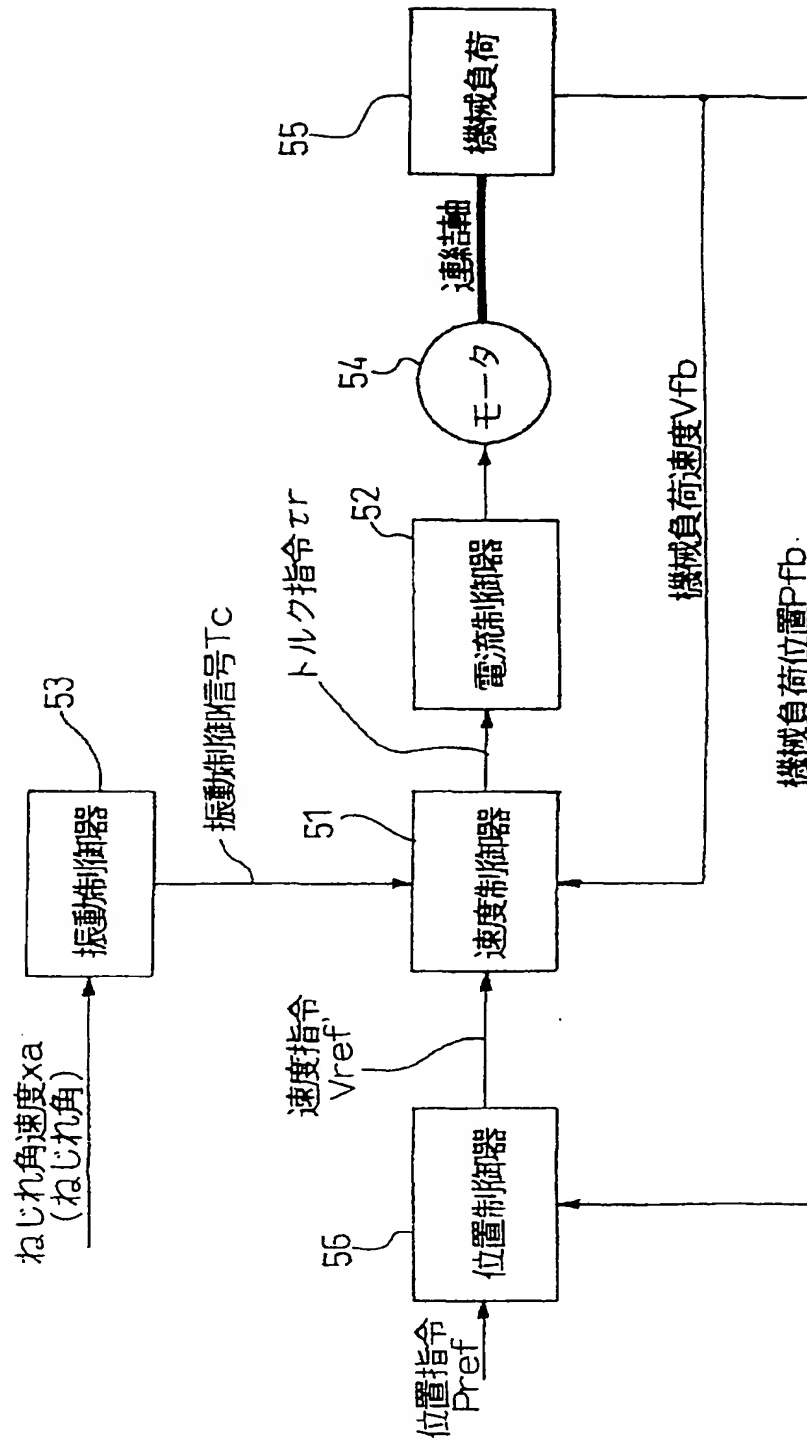


Fig. 40

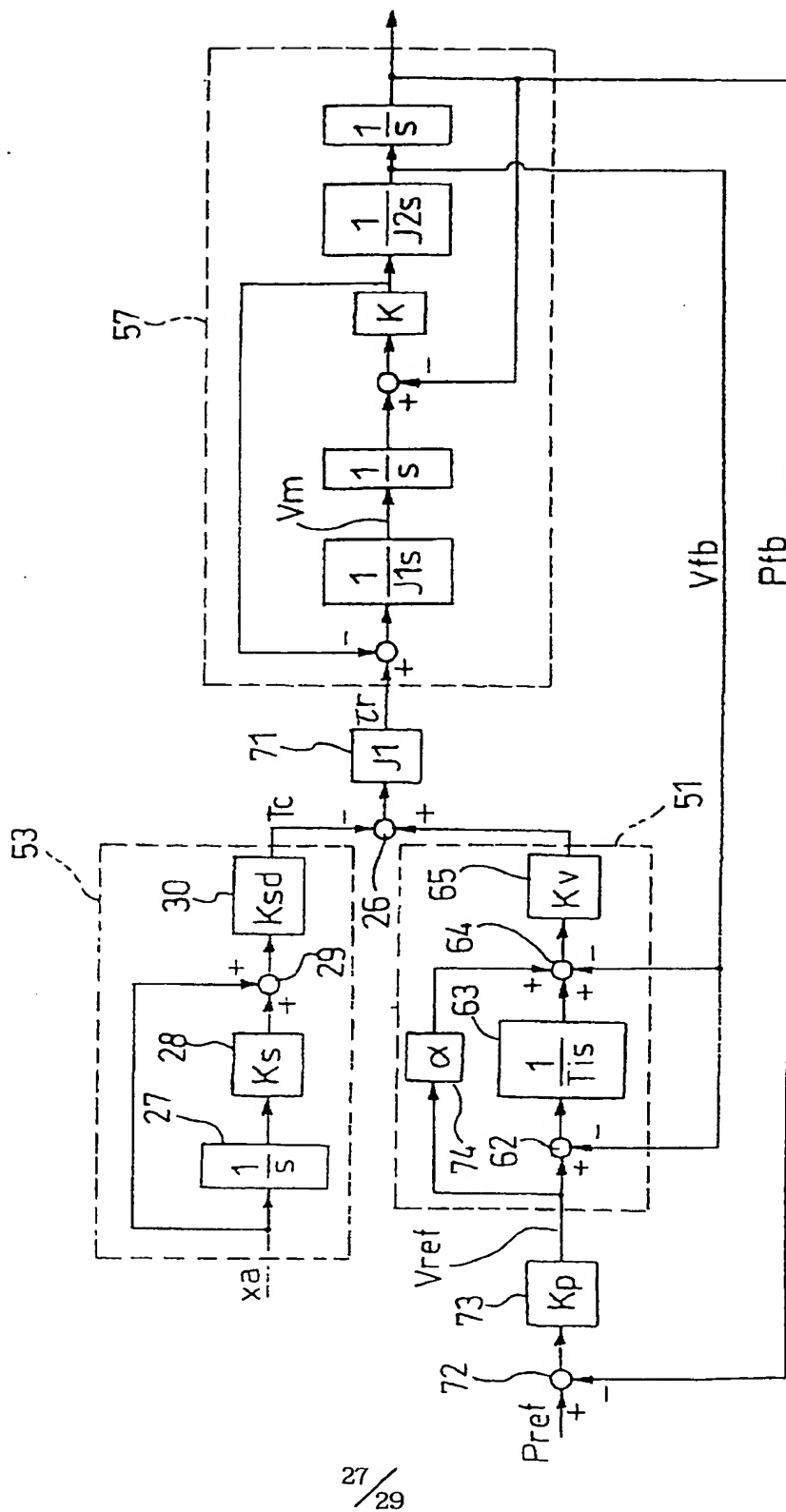


Fig. 41

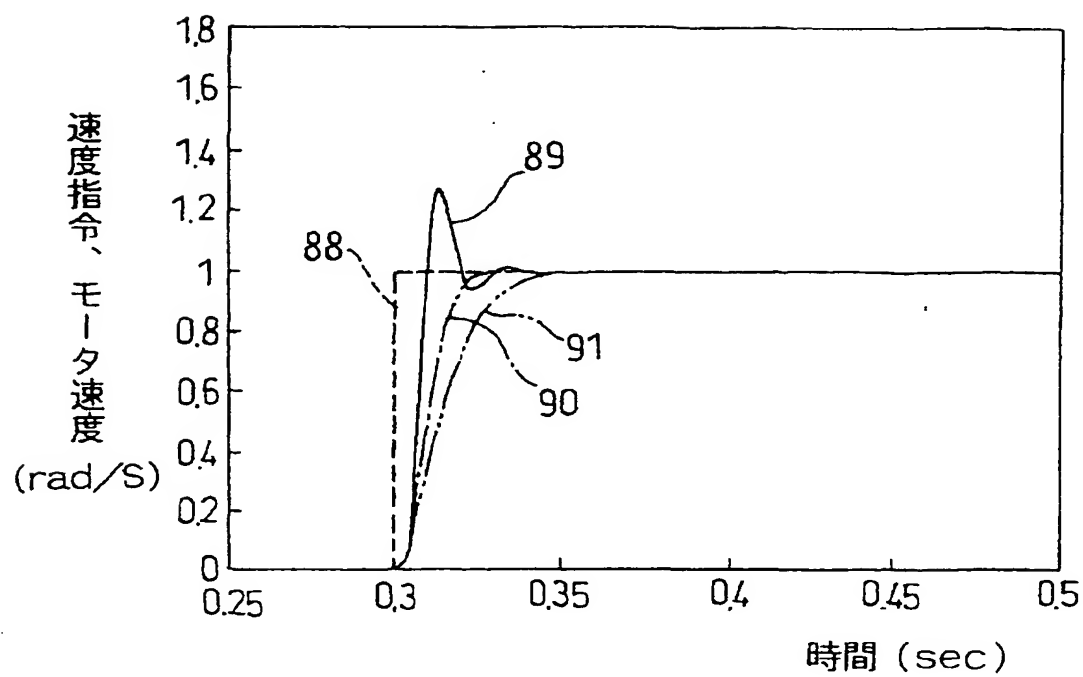


Fig. 42

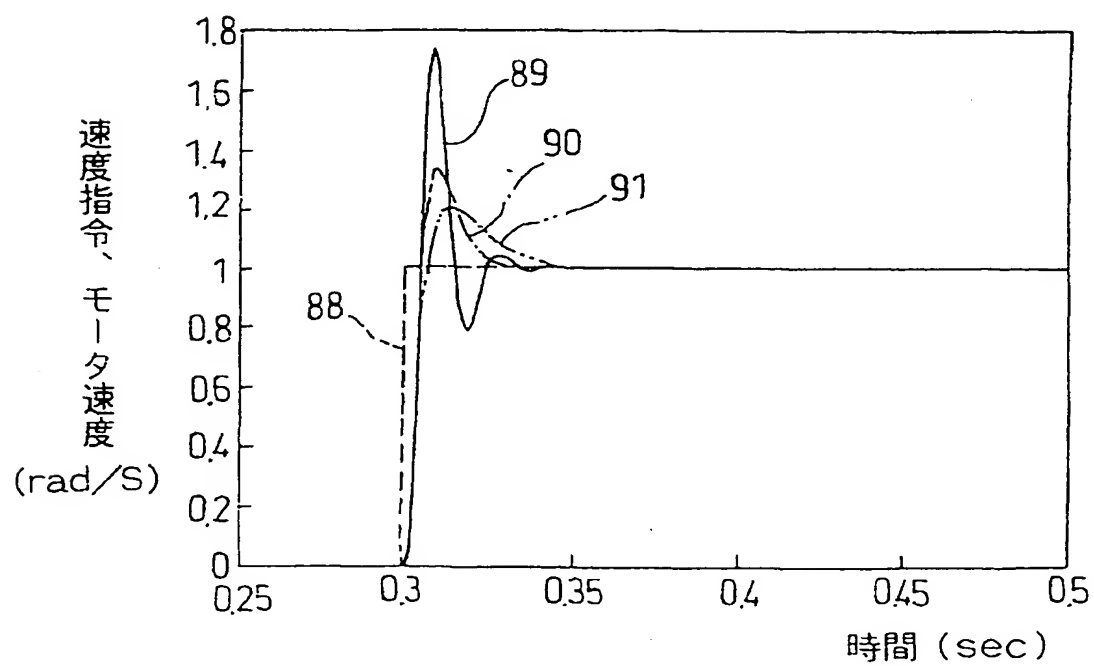


Fig. 43

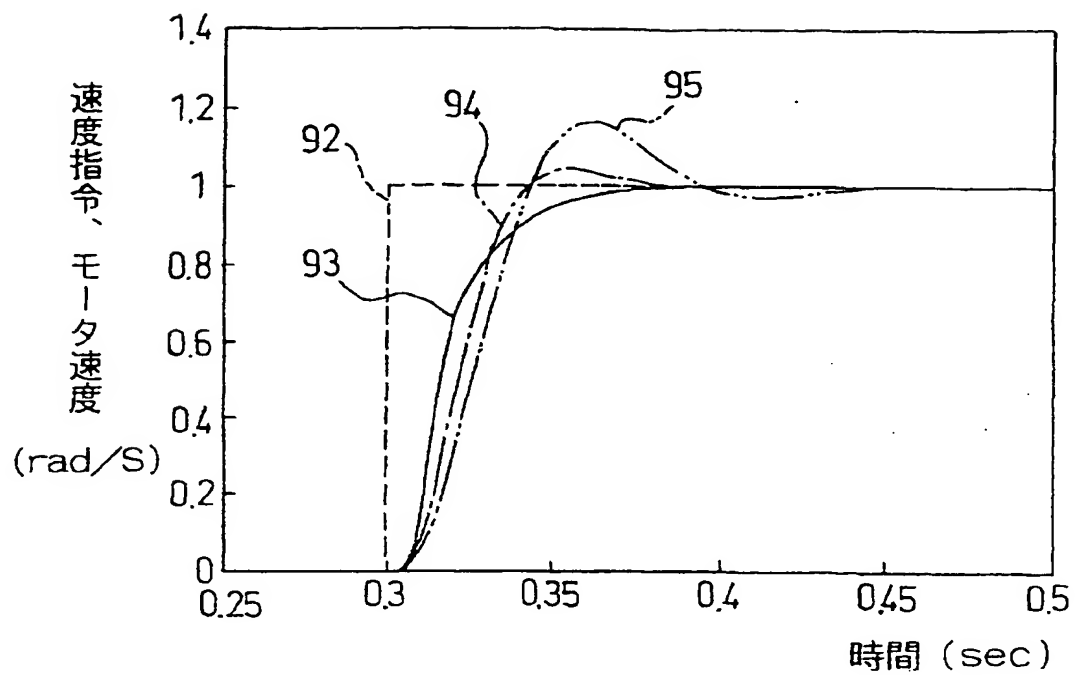
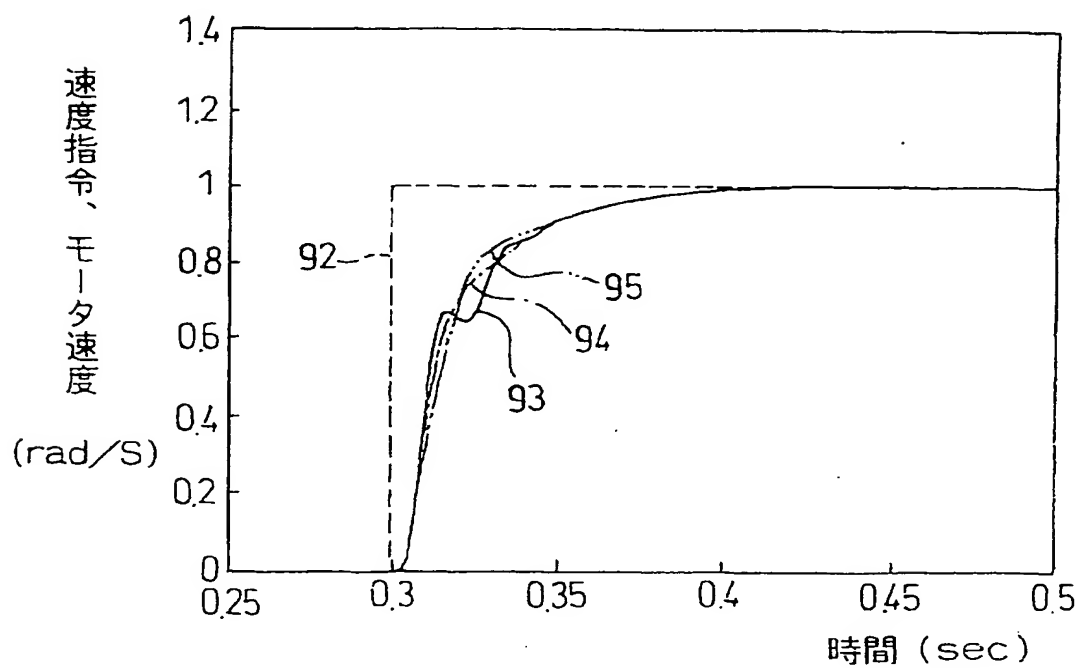


Fig. 44



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/03354

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC Int.Cl.⁷ H02P 5/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
IPC Int.Cl.⁷ H02P 5/00Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2001
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2001 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 9-330133 A (Shinko Electric Co., Ltd.), 23 December, 1997 (23.12.97) (Family: none)	1-9 22, 23
Y	JP 8-137555 A (Shinko Electric Co., Ltd.), 31 May, 1996 (31.05.96) (Family: none)	1-9 22, 23
A	US 5959431 A (Blador Electric Company), 28 September, 1999 (28.09.99) (Family: none)	1-9 22, 23
Y	JP 2000-50666 A (Toyo Electric Mfg Co., Ltd.), 18 February, 2000 (18.02.00), (Family: none)	9-21
Y	JP 11-341852 A (Fuji Electric Co., Ltd.), 10 December, 1999 (10.12.99), & DE 19907757 A	9-21
Y	JP 10-243676 A (Matsushita Electric Industrial Co., Ltd), 11 September, 1998 (11.09.98), & US 5986424 A	9-21

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "B" earlier document but published on or after the international filing date
 "I" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
04 July, 2001 (04.07.01)Date of mailing of the international search report
24 July, 2001 (24.07.01)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/03354

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 11-341852 1 (Fuji Electric Co., Ltd.), 10 December, 1999 (10.12.99), (Family: none)	24
Y	JP 11-7303 A (Mitsubishi Electric Corporation), 12 January, 1999 (12.01.99), (Family: none)	24
Y	JP 10-323071 A (Toyo Electric Mfg Co., Ltd.), 04 December, 1998 (04.12.98), (Family: none)	24
Y	JP 10-155292 A (Meidensha Corporation), 09 June, 1998 (09.06.98), (Family: none)	24

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

IPC Int. Cl⁷ H02P 5/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

IPC Int. Cl⁷ H02P 5/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996
 日本国公開実用新案公報 1971-2001
 日本国登録実用新案公報 1994-2001
 日本国実用新案登録公報 1996-2001

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 9-330133 A (神鋼電機株式会社) 23. 12月. 1997 (23. 12. 97)、(ファミリーなし)	1-9 22, 23
Y	JP 8-137555 A (神鋼電機株式会社) 31. 5月. 1996 (31. 05. 96)、(ファミリーなし)	1-9 22, 23
A	US 5959431 A (Blador Electric Company)、28. 9月. 1999 (28. 09. 99)、(ファミリーなし)	1-9 22, 23

☒ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

04. 07. 01

国際調査報告の発送日

24.07.01

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
川端 修

3V

8718

電話番号 03-3581-1101 内線 3356

C (続き) . 関連すると認められる文献		
Y	JP 2000-50666 A (東洋電機製造株式会社) 18. 2月. 2000 (18. 02. 00)、(ファミリーなし)	9-21
Y	JP 11-341852 A (富士電機株式会社) 10. 12月. 1999 (10. 12. 99) & DE 1990 7757 A	9-21
Y	JP 10-243676 A (松下電器産業株式会社) 11. 9月. 1998 (11. 09. 98) & US 59864 24 A	9-21
Y	JP 11-341852 A (富士電機株式会社) 10. 12月. 1999 (10. 12. 99)、(ファミリーなし)	24
Y	JP 11-7303 A (三菱電機株式会社) 12. 1月. 1999 (12. 01. 99)、(ファミリーなし)	24
Y	JP 10-323071 A (東洋電機製造株式会社) 4. 12月. 1998 (04. 12. 98)、(ファミリーなし)	24
Y	JP 10-155292 A (株式会社明電舎) 9. 6月. 1998 (09. 06. 98)、(ファミリーなし)	24

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.